



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh nosné rámové konstrukce
akceleračního zkušebního stanoviště**

**Design of Frame for the Acceleration Test
Stand**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Karel MLÁDEK

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mládek** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **439172**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a části strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh nosné rámové konstrukce akceleračního zkušebního stanoviště

Název diplomové práce anglicky:

Design of frame for the acceleration test stand

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte koncepci a provedení nosné rámové konstrukce pro akcelerační zkušební stanoviště automobilových bezpečnostních komponent. Konstrukce slouží k uložení hřídele s vačkou a vedení pylonu. Vačka prostřednictvím pylonu urychluje zkušební vozík. Podle požadavků na funkci vytvořte model rámu, proveďte jeho pevnostní analýzu a podle jejích výsledků upravte rám s ohledem na rozložení zatížení.

Seznam doporučené literatury:

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů. SNTL Praha, 1989
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Spojení a části spojovací. ČVUT Praha, 1997
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. ČVUT Praha, 1999

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a části strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **08.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **20.12.2019**

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis otkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení:

Prohlašuji, že svou diplomovou práci „Návrh nosné rámové konstrukce akceleračního zkušebního stanoviště“ jsem zpracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních pramenů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 10. června 2019

.....

Karel Mládek

Poděkování:

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za vedení diplomové práce, za odborné rady a cenné připomínky při jejím vypracování.

Dále prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za vedení celého projektu, Ing. Marku Štádlerovi a Ing. Martinu Dubovi, Ph.D. za pomoc při hledání řešení některých konkrétních problémů a zaměstnancům firmy Dekra CZ a.s. za ochotné rady a připomínky z praxe. Dále bych rád poděkoval za spolupráci mým kolegům Bc. Adamu Baborovi, Bc. Petru Janíkovi a Bc. Jakubu Petrásovi za spolupráci na projektu, jehož součástí byla tvorba mé diplomové práce. Závěrem bych velice rád poděkoval své snoubence a celé mé rodině za trpělivost a psychickou podporu po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora: Karel Mládek
Název BP: Návrh nosné rámové konstrukce akceleračního zkušebního stanoviště
Anglický název: Design of frame for the acceleration test stand
Rok: 2019
Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia: 2301T047 Dopravní, Letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Konzultant: prof. Ing Vojtěch Dynybyl Ph.D.
Ing. Marek Štádler
Ing Martin Dub Ph.D.
Počet stran: 57
Počet obrázků: 37
Počet tabulek: 4
Počet příloh: 4

Klíčová slova: rám, akcelerační zkoušky, bezpečnostní komponenty

Keywords: frame, acceleration tests, safety components

Anotace: Tato diplomová práce je zaměřena na návrh rámové konstrukce zkušebního stanoviště. To bude určeno k testování bezpečnostních komponent automobilů akceleračním způsobem. Práce obsahuje návrh rámu, který odpovídá funkčním požadavkům na uložení jednotlivých částí, a způsob jeho upevnění k podlaze. Navržená konstrukce poté byla podrobena pevnostní analýze a dle jejích výsledků vyztužena a upravena.

Abstract: This diploma thesis is focused on design of frame for a testing stand. The stand is intended for automotive safety components testing in acceleration mode. The thesis contains design of the frame, which corresponds with functional requirements on parts positioning, and includes form of fixing the frame to the ground. Designed frame has been analyzed, optimized and reinforced according to the results.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Teoretická část práce	4
2.1. Způsoby testování bezpečnosti automobilů	4
2.2. Saňové zkoušky bezpečnostních komponent	5
2.2.1. Decelerační zkoušky automobilových komponent	5
2.2.2. Akcelerační zkoušky automobilových komponent	7
3. Praktická část práce	9
3.1. Princip fungování a názvosloví	9
3.2. Analýza vyrobeného funkčního vzorku	11
3.2.1. Nevyhovující křivka zrychlení	12
3.2.2. Vedení zkušebního vozíku a jeho brzdění	13
3.2.3. Ostatní požadavky	13
3.3. Konstrukce funkčních částí prototypu	14
3.3.1. Sestava vačkové hřídele	14
3.3.2. Pylon	15
3.3.3. Vozík	16
3.4. Nosná rámová konstrukce	17
3.4.1. Základní prvky a tvar	17
3.4.2. Uložení hřídele	18
3.4.3. Výpočet šroubových polí	21
3.4.3.1. Deska horního ložiskového domku	22
3.4.3.2. Deska dolního ložiskového domku	26
3.4.4. Vedení pylonu	27
3.4.5. Tlumiče pylonu	31
3.4.6. Systém zpětného zatlačování rolny	34
3.4.7. Připevnění konstrukce k podlaze	38
3.4.8. Vytvořená nosná konstrukce	42
3.4.9. MKP analýza a vyztužení	43
3.4.9.1. Namáhání odsáváním	43
3.4.9.2. Silové působení hřídele	45
3.4.9.3. Silové působení pylonu	46
3.4.9.4. Analýza vyztuženého rámu a volba materiálů	47
3.4.9.5. Modální analýza	49
3.4.10. Přídavné prvky	49
4. Závěr	52
Seznam použité literatury	53
Seznam obrázků	55
Seznam tabulek	56
Seznam příloh	57

Seznam zkratk a symbolů

Veličina	Název	Jednotky
a	vzdálenost působíště tíhové síly motoru od zadního čela rámu	m
b	vzdálenost působíště tíhové síly vačkové hřídele od zadního čela rámu	m
c	vzdálenost působíště tíhové síly rámu od jeho zadního čela	m
d	jmenovitý průměr závitu šroubu	mm
d_1	malý průměr závitu šroubu	mm
d_2	roztečný průměr závitu šroubu	mm
d_3	průměr jádra šroubu	mm
$d_{3\text{ MIN}}$	minimální průměr jádra šroubu	mm
d_p	vzdálenost působíště síly od podtlaku od zadního čela rámu	m
e	vzdálenost působíště tíhové síly pylonu od zadního čela rámu	m
$F_{BOČ}$	boční síla působící na rolnu	N
f_H	součinitel třetí pod hlavou šroubu	1
$F_{MAX\ d}$	maximální síla v dolním ložisku	N
$F_{MAX\ h}$	maximální síla v horním ložisku	N
$F_{MAX\ PO\ d}$	maximální síla v podélném směru v dolním ložisku	N
$F_{MAX\ PO\ h}$	maximální síla v podélném směru v horním ložisku	N
$F_{MAX\ PŘ\ d}$	maximální síla v příčném směru v dolním ložisku	N
$F_{MAX\ PŘ\ h}$	maximální síla v příčném směru v horním ložisku	N
F_{Nd}	normálová síla působící na desku dolního ložiskového domku	N
F_{Nh}	normálová síla působící na desku horního ložiskového domku	N
F_O	síla od podtlaku	N
$F_{O\ \Pi}$	výpočetní hodnota osově síly působící na šroub pole desky tlumičů	N
f_{o-o}	součinitel tření ocel-ocel	1
f_{o-p}	součinitel tření ocel-pryž	1
F_{PZ}	podélná složka síly mezi rolnou a vačkou	N
F_t	třecí síla	N
f_z	součinitel tření v závitu	1
G_H	tíhová síla vačkové hřídele	N
G_M	tíhová síla motoru	N
G_P	tíhová síla pylonu	N
G_R	tíhová síla rámu	N
h	vzdálenost působíště síly mezi rolnou a vačkou od podlahy rámu	m
i	počet chodů závitu	1
i_x	poloměr setrvačnosti jádra šroubu	mm
j_H	počet šroubů v poli u desky horního ložiskového domku	1
J_x	kvadratický moment jádra šroubu	mm ⁴
k_p	součinitel bezpečnosti rámu proti posunutí	1
k_ξ	součinitel bezpečnosti šroubu vůči mezi kluzu	1
$k_{\xi p}$	součinitel bezpečnosti šroubového pole vůči posunutí	1
k_v	součinitel bezpečnosti na vzpěr	1
$L_{p\xi}$	maximální délka vysunutí pohybového šroubu	mm

l_v	výpočtová délka pohybového šroubu	mm
M_{KK}	moment na klíči	N·m
M_{TH}	třecí moment pod hlavou šroubu	N·m
M_Z	moment v závitu	N·m
P	rozteč závitu	mm
p_{od}	potřebná hodnota podtlaku	Pa
$p_{od MAX}$	maximální dosažitelná hodnota podtlaku	Pa
q	součinitel provozního předpětí	1
$Q_{O d}$	osová síla šroubů v dolním šroubovém poli	N
$Q_{O h}$	osová síla šroubů v horním šroubovém poli	N
$Q_{O MAX}$	maximální provozní síla na šroub pole desky tlumičů	N
$Q_{O TI}$	provozní předpětí šroubů pole desky tlumičů	N
S_3	průřez jádra šroubu	mm ²
$S_{J MIN h}$	minimální průřez jádra šroubu v horním šroubovém poli	mm ²
S_{OP}	plocha nad odsávaným prostorem	m ²
v	součinitel využití meze kluzu	1
W_k	modul průřezu v krutu	mm ³
β	úhel profilu závitu	°
β_n	úhel boku profilu závitu	°
γ	úhel stoupání závitu	°
λ	štíhlostní poměr	1
λ_m	mezí štíhlostní poměr	1
μ	součinitel uložení při výpočtu vzpěru	1
ρ_H	třecí poloměr pod hlavou šroubu	mm
σ_d	tlakové napětí	N·mm ⁻²
σ_h	napětí ve šroubu v horním šroubovém poli od osově síly	N·mm ⁻²
σ_{Kd}	mez kluzu materiálu v tlaku	N·mm ⁻²
σ_{kt}	mez kluzu materiálu v tahu	N·mm ⁻²
σ_o	napětí ve šroubu v poli desky tlumičů od osově síly	N·mm ⁻²
σ_{RED}	reduované napětí	N·mm ⁻²
σ_T	napětí dle Tetmajera	N·mm ⁻²
σ_U	mez úměrnosti materiálu	N·mm ⁻²
τ_k	napětí v krutu	N·mm ⁻²
φ'	třecí úhel závitu	°

1. Úvod

Vzhledem k neustále se zvyšujícímu silničnímu provozu roste i riziko dopravních nehod a jimi způsobených zranění. Proto se všichni výrobci automobilů snaží do svých vozidel vložit co nejlepší prvky aktivní bezpečnosti, které by měly těmto nehodám zabránit, a to v podobě nejrůznějších asistentů a jiných vylepšení. Pokud však k nehodě i přes tato opatření přece jen dojde, hlavní roli převzou prvky pasivní bezpečnosti, které mají za úkol eliminovat či minimalizovat zranění způsobené nárazem. Mezi takové prvky patří například bezpečnostní pásy, dětské sedačky či airbagy. Vzhledem k tomu, že jde v případě nehody o lidské zdraví, či dokonce život, jsou na tyto komponenty kladeny značné nároky z pohledu kvality, životnosti a spolehlivosti. Z tohoto důvodu jsou velmi důležité nezávislé zkušebny, které testují a případně i certifikují nově vyvinuté prvky pasivní bezpečnosti dle platných norem a předpisů. Tyto zkušebny musí mít k dispozici spolehlivá testovací zařízení, která zaručí přesný průběh zkoušky dle normy, její opakovatelnost i správné vyhodnocení. Vzhledem ke stoupajícímu počtu testovaných komponent a stále přísnějším předpisům prochází i tato testovací zařízení neustálým vývojem, aby umožňovala častější a přesnější zkoušení komponent, které jsou základním bezpečnostním vybavením každého automobilu.

Cílem této práce je navrhnout nosnou rámovou konstrukci takového zkušebního stanoviště, která bude splňovat všechny funkční požadavky jednotlivých částí a umožní tak testování komponent dle v současnosti platných norem. Celé stanoviště bylo konstruováno v rámci projektu, jehož součástí jsou další tři diplomové a jedna bakalářská práce. Samotná rámová konstrukce by měla především plnit svou funkci, dále být co nejjednodušší z pohledu technologie výroby a měla by také obsahovat potřebné bezpečnostní prvky pro případ selhání některé z částí.

2. Teoretická část práce

Tato část práce pojednává o stávajících možnostech testování automobilů a jejich bezpečnostních komponent na základě různých norem a předpisů a popisuje jejich základní princip a provedení.

2.1. Způsoby testování bezpečnosti automobilů

Jednou z nejčastěji prováděných zkoušek bezpečnosti celého automobilu je jeho nárazová zkouška – tzv. crash test. Většina současných automobilů je testována dle standardů Euro NCAP (The European New Car Assessment Programme), což je hvězdičkové hodnocení bezpečnosti celého automobilu stanovené na základě několika rozličných zkoušek.

Vzhledem k tomu, že čelní náraz je dle [1] nejčastější příčinou smrti či vážných zranění při dopravních nehodách, je jednou z nejdůležitějších zkoušek částečný čelní náraz (40 procent šířky automobilu) do deformovatelné bariéry v rychlosti 64 km/h (Obrázek 1). Tento test s názvem ODB (Offset-Deformable Barrier) má simulovat reálný střet dvou stejně těžkých protijedoucích vozidel v rychlosti 50 km/h.



Obrázek 1 – Offset-Deformable Barrier test [1]

Dále se celý automobil testuje například na bezpečnost při bočním nárazu bariéry – Side Mobile Barrier test (simulace bočního střetu na křižovatce), na boční náraz do sloupu – Side Pole Test (nekontrolovatelný náraz bokem do stromu) či na čelní náraz do stěny – Full Width Rigid Barrier test. [2]

Kvalitní sedačky a hlavové opěrky, které se testují simulací nárazu zezadu v rychlosti 16-24 km/h – Whiplash Test, mohou zabránit či zmírnit projevy whiplash injury (tzv. bičového traumatu), což je poranění páteře, které se velmi obtížně diagnostikuje. [3]

Euro NCAP má výhodu v dlouholeté tradici testování bezpečnosti vozidel, díky čemuž je možné porovnávat výsledky testů z minulých let se stávajícími. V poslední době však většina nových automobilů dostávala plný počet hvězd a tím se snižovala vypovídající hodnota testů. Proto se Euro NCAP rozhodlo zvýšit počet typů zkoušek a zaměřit se tak nejen na bezpečnost posádky vozidla, ale i na bezpečnost dalších účastníků nehody, jako jsou chodci či cyklisté. U nich se zkoumá vliv na tři hlavní potenciální oblasti poškození – hlava, spodní část dolních končetin a jejich horní část. Další kladné body při hodnocení automobilu mohou být přidány na základě přítomnosti prvků aktivní bezpečnosti – nejrůznějších asistentů a senzorů zabraňujících potenciálnímu střetu. V současné době se tedy počet hvězd v testech Euro NCAP uděluje dle výsledků ve čtyřech základních oblastech [4]:

- ochrana dospělých cestujících
- ochrana dětských cestujících
- ochrana chodců a cyklistů
- asistenty a systémy aktivní bezpečnosti

2.2. Saňové zkoušky bezpečnostních komponent

V případě, že je potřeba otestovat pouze část automobilu nebo dokonce jedinou komponentu, je zbytečně nákladné a neefektivní ničit kompletně celé vozidlo crash-testem. V těchto případech se nejčastěji používají saňové zkoušky, kdy se na vozík, který je veden po dráze, připevní potřebné komponenty s nezbytným okolím a testovaná figurína (Obrázek 2). Způsob takového testování se dále dělí na decelerační a akcelerační.

2.2.1. Decelerační zkoušky automobilových komponent

Jak již napovídá vlastní název, tyto zkoušky jsou založeny na vytvoření podobných podmínek jako při opravdovém nárazu. Jedná se hlavně o křivku zpomalení, která je daná různými předpisy. V České republice se těmito zkouškám věnují především dvě velké společnosti. První z nich je TÜV SÜD Czech s.r.o., které se zaměřuje na zkoušky dle předpisů EHK (Evropské hospodářské komise) a EHS (Evropského hospodářského společenství). Tato firma má k dispozici testovací dráhu, na které lze dosáhnout zpomalení až 50 g, gradientu decelerace až 7 g/ms a lze vytvořit zpomalovací impuls libovolného typu, což umožňuje případné specifické průběhy zkoušek dle přání zákazníka. [5]



Obrázek 2 – Testovaná část vozidla na zkušební dráze [5]

Druhou velkou společností, která se zkouškami bezpečnostních komponent zabývá, je DEKRA CZ a.s. Ta se kromě realizace zkoušek dle předpisů EHK a směrnic EU (Evropské unie) věnuje i testování bezpečnostních komponent sportovních vozů dle FIA (Mezinárodní automobilové federace), zkouškám dle norem ISO (Mezinárodní organizace pro normalizaci), jako například testování zádržných systémů invalidních vozíků, a mnohým dalším testům. [6]

Decelerační zkouška je realizována na pevné dráze, po které pojíždí vozík. Součástí dráhy jsou dvě ocelové tyče umístěné na jejím konci, které směřují proti vozíku, a každá je zakončena hlavicí ve tvaru olivy. Samotný vozík má v přední části dvě duté trubky, ve kterých jsou polyuretanové vložky s vnitřními, vhodně se zužujícími, otvory. Do těchto otvorů zajedou při zkoušce protilehlé hlavice a díky zmíněnému zúžení otvorů polyuretanových vložek v trubkách dojde k přeměně kinetické energie vozíku na teplo a k velmi rychlému zastavení, respektive simulaci nárazu (Obrázek 3). Po dokončení zkoušky je vozík odtlačen pomocí hydraulického válce, vložky jsou



Obrázek 3 – Detail částí způsobujících deceleraci

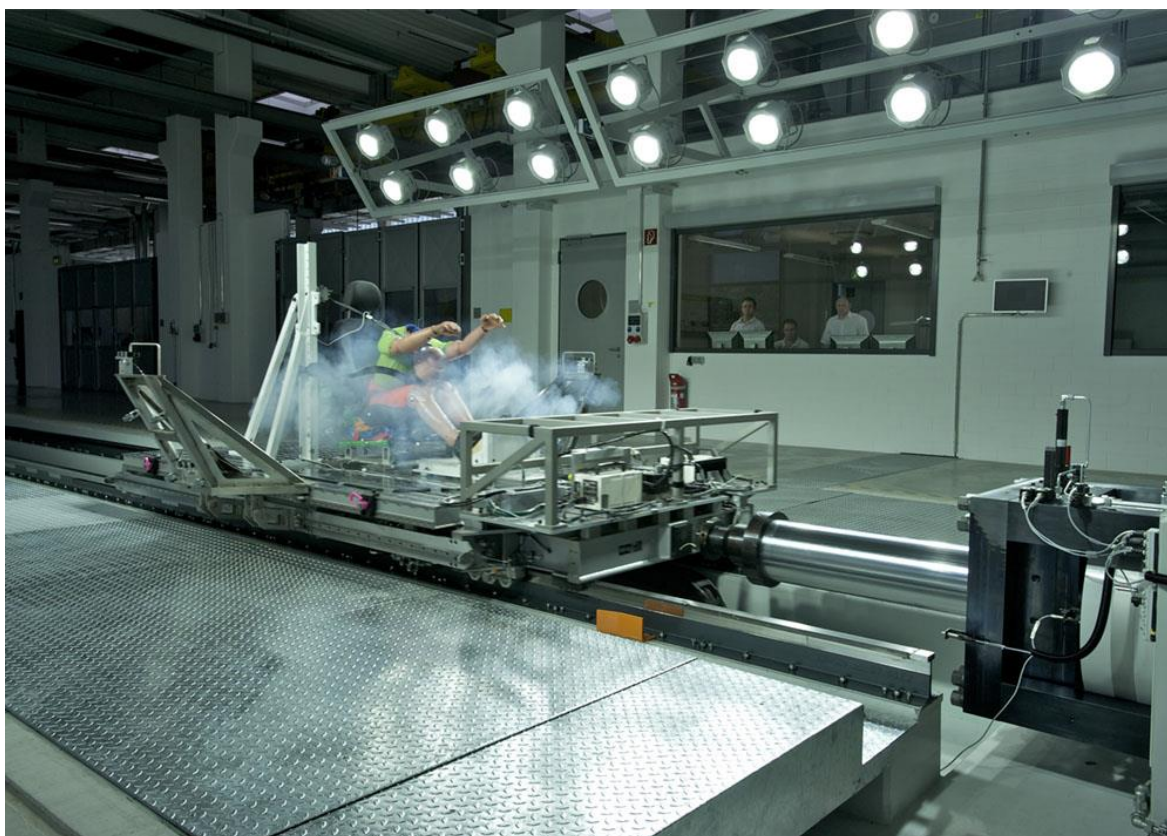
vyjmuty a vloženy do mrazáku, kde po určité době zregenerují na vlastnosti velmi blízké těm počátečním a je možné je ještě několikrát opětovně použít.

Na začátku zkoušky musí být vozík rozpohybován na určitou rychlost, což je realizováno soustavou gumolan, která jsou pomocí navijáku předepnuta a po odbrzdění působí jako hnací síla vozíku. Rychlost pohybu zkušebního vozíku se tedy může regulovat množstvím gumolan či velikostí jejich předpětí.

2.2.2. Akcelerační zkoušky automobilových komponent

Další možností testování bezpečnostních komponent je způsob akcelerační. Jedná se o stejné podmínky samotné zkoušky, jako u průběhu deceleračního, pouze provedení se liší. Testovací vozík i s nástavbou se otočí o 180 stupňů – tedy proti směru jízdy. Křivka zpomalení se projede v opačném směru a stane se z ní křivka zrychlení. [7]

Tento způsob testování není zatím velmi rozšířen, v ČR ho provozuje pouze zkušebna TÜV SÜD, která disponuje zařízením IST CSA Advanced Acceleration System, které pracuje na hydraulickém principu (Obrázek 4).



Obrázek 4 – IST CSA Advanced Acceleration System [9]

Pohon testovaného vozíku je zajištěn hydraulickým pístem se zdvihem 1,7 m, který je schopný vyvinout sílu až 2,5 MN. Díky tomu je možné při váze vozíku 1 000 kg dosáhnout zrychlení až 90 g (případně 35 g při 5 000 kg). To ve spojení s opakovatelností zkoušky na 0,5 km/h nebo na 1 g dává velice sofistikovaný nástroj pro testování mnoha různých druhů komponent. [8]

Nespornou výhodou tohoto typu zkoušek je menší potřebný zástavbový prostor testovací dráhy, jasně dané počáteční podmínky zkoušky a možnost vysoké kadence opakování zkoušek (až 2000 výstřelů za rok [9]). Toto zařízení je sice schopné dávat prakticky libovolný impulz a vyvinout obrovskou sílu, což přispívá k univerzálnosti celého stanoviště, ale toto všechno je vykoupeno vysokou pořizovací cenou.

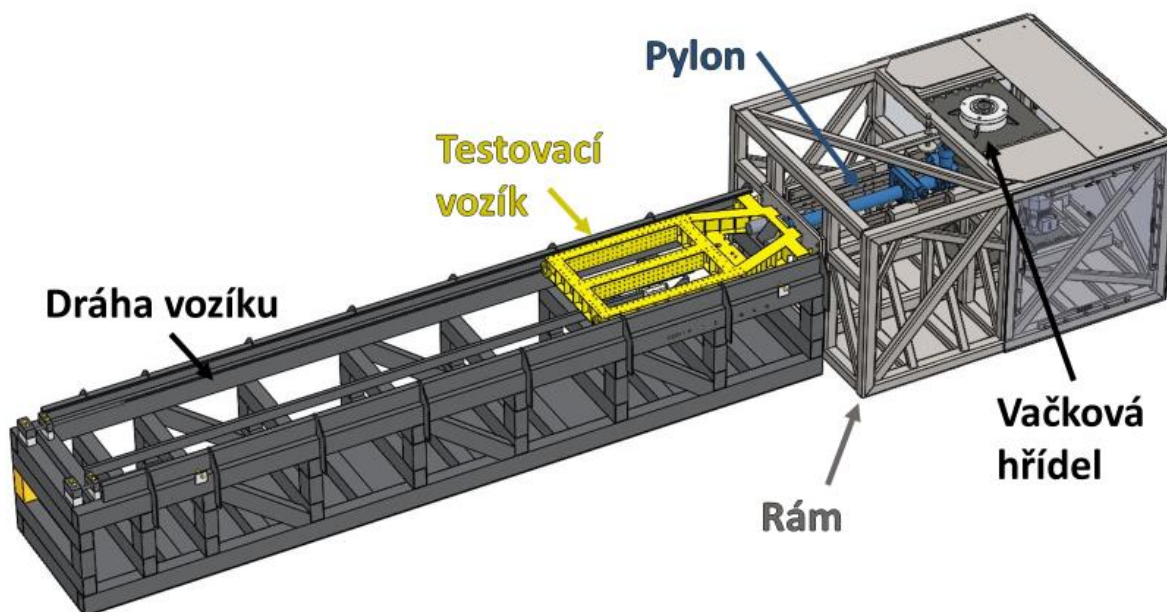
3. Praktická část práce

Firma DEKRA CZ a.s. se rozhodla vyrobit akcelerační zkušební stanoviště, které bude pracovat na mechanickém principu. Toto zařízení sice nebude mít možnost vytvořit univerzální pulz či vyvodit tak obrovské síly jako hydraulická verze, firma si od něj ale slibuje možnost častého testování dle nejčastěji používaných předpisů v kombinaci s nižší pořizovací cenou. Za přijatelnou cenu by tedy měl být vyroben testovací stand, který s určitou variabilitou umožní rutinní testování nejrozšířenějších bezpečnostních komponent, jako jsou pásy či dětské autosedačky.

3.1. Princip fungování a názvosloví

Konstruované akcelerační zkušební stanoviště (personálem zkušebny nazývané **katapult**) je založeno na principu přeměny rotačního pohybu na pohyb lineární s proměnným zrychlením. Hlavní části mechanického katapultu tedy jsou (Obrázek 5):

- a) **rám** – nosná konstrukce celého zařízení,
- b) **vačková hřídel** – sestava setrvačnicků a vačky uložených na společné hřídeli poháněné elektromotorem,
- c) **vačka** – součást uložená na hřídeli, která má speciální tvar vypočtený na základě potřebného průběhu zrychlení během zkoušky,
- d) **pylon** – mezisoučást v pohybovém řetězci vačka – testovaný vozík, ve které je integrovaná rolna,
- e) **rolna** – součást pylonu, která po vystřelení přichází do kontaktu s nekruhovou částí roztočené vačky, a způsobí tedy uvedení pylonu (a současně i testovacího vozíku) do pohybu,
- f) **testovací vozík** – vozík, na kterém je připevněna testovaná komponenta s potřebným okolím a měřícím zařízením.

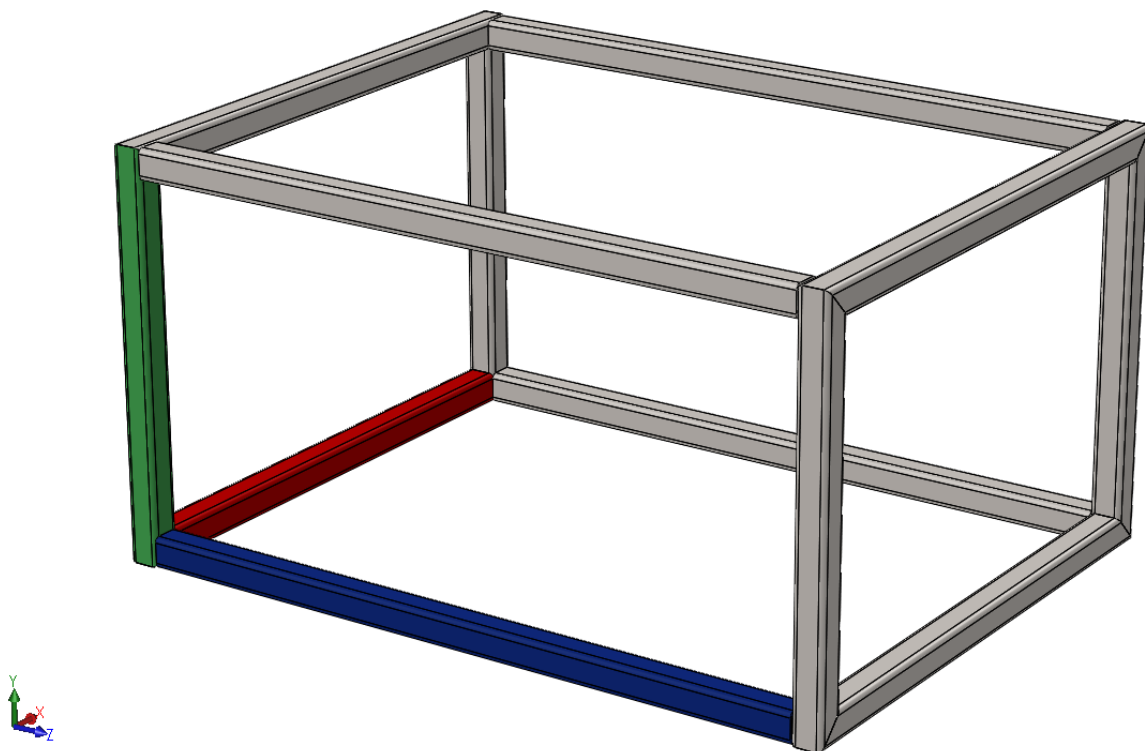


Obrázek 5 – Jednotlivé části testovacího stanoviště

Celý mechanismus bude založen na tom, že váčková hřídel se roztočí na potřebné otáčky, a následně dojde k uvolnění elektromagnetu, který drží pružinu rolny ve stlačeném stavu. To způsobí vystřelení rolny do prostoru, kde se pohybuje rotující vačka. Vzájemný kontakt rolny a nekruhové části vačky vyvolá pohyb pylonu (který bude díky vedení v rámu lineární) a jeho prostřednictvím i zrychlení vozíku s testovanými komponentami. Průběh zrychlení je určen aktivní částí tvaru vačky a velikost zrychlení lze ovlivnit změnou otáček před katapultáží. Princip fungování akceleračního zkušebního stanoviště je patrný z přiložené animace (Příloha 1).

Během konzultací s firmou DEKRA CZ a.s. se vžilo několik dalších termínů, které označují určité části konstrukce či děje během akcelerační zkoušky.

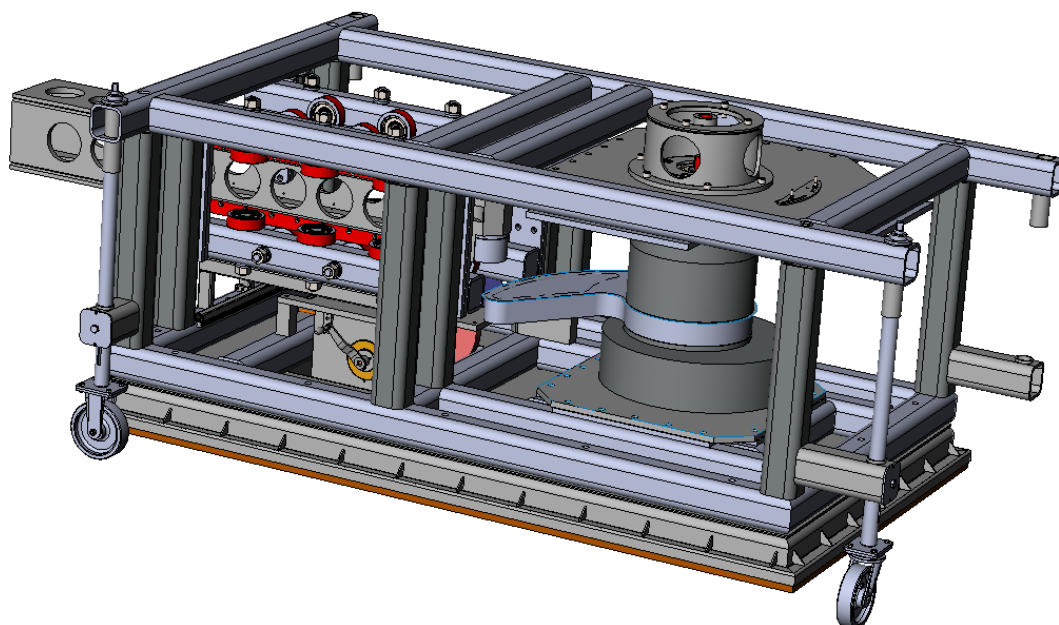
Celé stanoviště je nejčastěji nazýváno **katapultem**, samotná zkouška může být též popsána slovem **katapultáž**. Normalizované profily v rámu jsou dle svého směru nazývány jako **podélníky** (ve směru osy Z - modře), **příčnický** (ve směru osy X - červeně) a **stojny** (ve směru osy Y - zeleně) (Obrázek 6).



Obrázek 6 – Barevné rozlišení základních směrů

3.2. Analýza vyrobeného funkčního vzorku

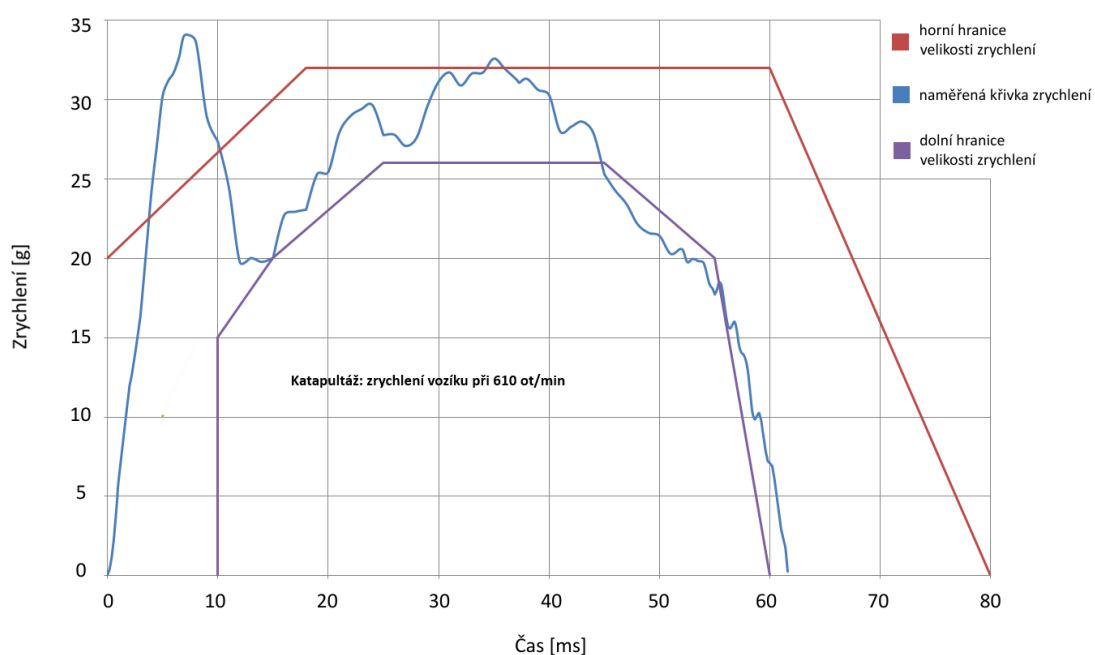
Podle výše zmíněného principu byl vyroben firmou WSTEC s.r.o. funkční vzorek stanoviště (Obrázek 7), na kterém proběhlo několik zkušebních katapultáží. Z jejich analýzy bylo patrné, že stávající konstrukce nevyhovuje danému účelu a nebude tedy možné ji nadále využívat beze změn. Bylo tedy rozhodnuto, že bude ve spolupráci s FS ČVUT a firmou WSTEC vyroben prototyp, který by měl zjištěné nedostatky odstranit a měl by být zároveň univerzálnější.



Obrázek 7 – 3D model vyrobeného funkčního vzorku [10]

3.2.1. Nevhovující křivka zrychlení

Největším nedostatkem funkčního vzorku bylo, že zrychlení vozíku během katapultáže nereflektovalo oblast zrychlení danou dvěma ohraničeními podle předpisu EHK 44, ale vykazovalo značnou skokovou změnu na začátku zkoušky (viz Obrázek 8).



Obrázek 8 – Průběh zrychlení testovacího vozíku

Příčina této špičky byla předmětem zkoumání firmy Dekra. Jako nejpravděpodobnější příčina se jeví zákmit konce pylonu, který je blíže k vačce, od horizontální roviny. Ten je způsobený setrvačností rolny a dalších s ní vystřelených hmot. Tento jev byl patrný z videa pořízeného vysokorychlostní kamerou Photron Mini WX50. Zákmit se odehrával na délce převislého konce pylonu, tedy od osy vystřelovací rolny po osu první vodící kladky na rámu, což byla vzdálenost 630 mm. Dalším působícím faktorem bylo excentrické uložení hydraulických tlumičů zpomalujících vystřelenou rolnu. Takto zvolené uložení způsobovalo klopný moment rolny, který dále napomáhal jejímu odlehnutí od funkčního tvaru vačky. Vzniklá mezera následně způsobila opožděný kontakt mezi rolnou a vačkou (v místě s vyšší excentricitou) a došlo k nárazu a nežádoucímu skokovému nárůstu zrychlení.

Tyto vady vzniklé nevhodnou konstrukcí zařízení bylo nutné odstranit či alespoň minimalizovat, a proto bylo pro návrh prototypu přijato několik návrhů:

- minimalizovat vůle ve vedení pylonu i rolny,
- minimalizovat vzdálenost rolny od nejbližších opěrných kladek pylonu,
- umístit tlumiče, které brzdí vystřelenou rolnu, do roviny kolmé k dráze pylonu a procházející těžištěm rolny a dalších částí vystřelovaných společně s ní.

3.2.2. Vedení zkušebního vozíku a jeho brzdění

Dalším závažným nedostatkem, který vyplynul z testovacích zkoušek na funkčním vzorku, byla absence vedení testovacího vozíku a způsob jeho brzdění. Testovací vozík byl totiž vybaven koly s pneumatikami bez jakéhokoli bočního vedení. Vozík u prototypu má kladky vedené kolejnicemi na dráze, která je přístavkem katapultu.

Brzdění vozíku mělo zajišťovat ocelové lano navinuté na naviják, který se nacházel ve spodní části rámové konstrukce. Tento naviják obsahoval brzdu, která měla vozík skrze lano zpomalit a následně i zastavit. Moment setrvačnosti navijáku ale způsobil, že se nestihl dostatečně rychle roztočit a umožnit tak odvíjení lana a vlivem rázu došlo k jeho přetržení a nekontrolovatelnému odjetí vozíku mimo předpokládaný zkušební prostor. Proto bylo také rozhodnuto o použití hydraulické brzdy vlastní výroby, která by měla být schopna zastavit vozík na dráze 2 metrů. Pro případ selhání této brzdy bude na konci dráhy umístěn systém nouzového brzdění pomocí polyuretanových vložek v trubkách a do nich zajíždějících tyčí, používaný pro decelerační zkoušky a popsáný v kapitole 2.2.1.

3.2.3. Ostatní požadavky

K těmto požadavkům, vycházejícím z funkčních nedostatků, byla přidána ještě dodatečná podmínka od zadávající firmy, že katapult má být použitelný na zkoušky dle různých norem kvůli co největší univerzálnosti a je tedy nutné, aby na novém prototypu bylo možné měnit vačky různých velikostí a tvarů.

3.3. Konstrukce funkčních částí prototypu

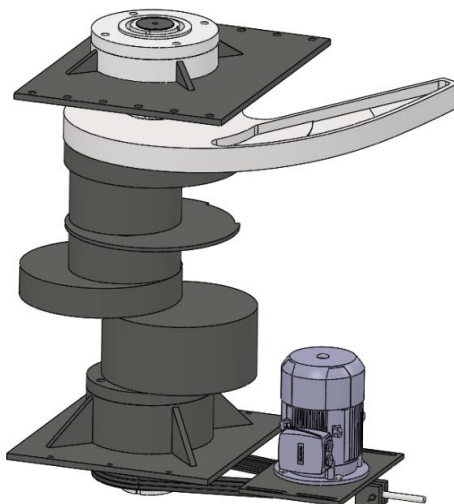
Po stanovení zmíněných předpokladů a požadavků bylo přistoupeno k diskusi o podobách a vlastnostech jednotlivých částí. U každé součásti bylo postupem času navrženo několik různých variant, z nichž si firma DEKRA vybrala tu nejvhodnější s ohledem na technické možnosti realizátora – firmu WSTEC.

3.3.1. Sestava vačkové hřídele

Vzhledem k požadavku vyměnitelnosti vaček různých tvarů a velikostí bylo vytvořeno několik variant nasazování vačky na hřídel ze strany, což by umožňovalo použít směr vystřelení rolny svisle dolů ve spolupráci s gravitací. Tento způsob nasazování byl ale později zavrhnut vzhledem k obtížnosti montáže, neschopnosti zaručit vzájemnou kompatibilitu a smontovatelnost jednotlivých částí a také kvůli velmi složité a nákladné výrobě.

Proto bylo rozhodnuto, že každá vačka bude vyrobena jako jeden celistvý kus a její nasazování proběhne shora. Ke zvolené variantě bylo navíc potřeba vymyslet montážní postup výměny. Horní ložisko hřídele bude uloženo v kuželovém pouzdru, což umožní jeho jednoduché, časté a nedestruktivní sundávání. Po jeho demontáži by měla hřídel zůstat ve svislé poloze díky upevnění ve spodním čtyřřadém kuželíkovém ložisku, které simuluje vetknutí. Poté proběhne samotná výměna vaček a opětovná montáž horního ložiska. Oba ložiskové domky na sobě mají přivařenou desku, která slouží k připojení do rámu.

Setrvačníky jsou navrženy tak, že celá hřídel by měla být dynamicky vyvážená a kolem svislé osy mít moment setrvačnosti $60 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Pohon je zajištěn 4-pólovým asynchronním elektromotorem s výkonem 5,5 kW. Mezi elektromotorem a hřídelí je vložen čtyřřadý řemenový převod, jehož převodový poměr je 2,87. Detailně se návrhu vačkové hřídele (Obrázek 9) věnuje kolega Bc. Petr Janík ve své diplomové práci s názvem „Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu pro akcelerační zkušební stanoviště“, která je psána současně s touto DP na FS ČVUT.

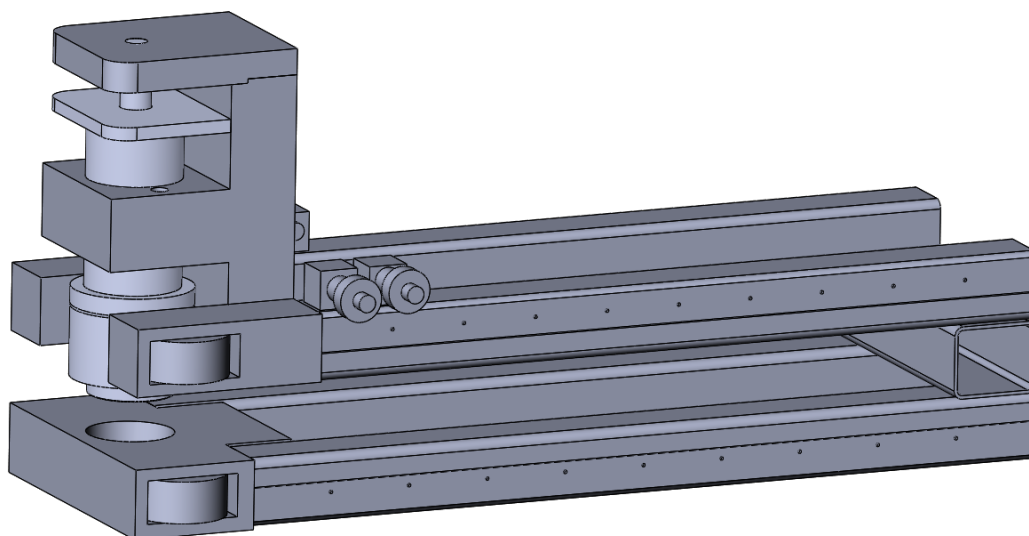


Obrázek 9 – Vačková hřídel včetně pohonu

3.3.2. Pylon

Pravděpodobně nejkompexnějším a nejčastěji diskutovaným konstrukčním prvkem celého stanoviště je pylon, což je zažitý název pro mezičlánek mezi vačkovou hřídelí a samotným zkušebním vozíkem. Součástí pylonu je i rolna vystřelovaná pružinou, kterou před výstřelem drží ve stlačeném stavu elektromagnet. Minimalizací vůlí ve vedení pylonu a rolny v něm obsažené se má zabránit většině funkčních nedostatků, které se objevily při testování předchozí verze katapultu.

První navrhovanou koncepcí bylo odstranění letmého uložení vystřelené rolny, což by umožnilo výrazné zvýšení tuhosti soustavy pylon - rolna a napomáhalo zabránit odlehnutí rolny od vačky během výstřelu. Tato koncepce předpokládala pylon ve tvaru písmene C, skrz který by prolétávala excentrická část vačky. Vystřelovací pružinový systém rolny by byl umístěn v horní větvi a rolna by vystřelovala svisle dolů, kde by její kuželový konec dosedl do kuželového sedla. To by zajistilo vystředění a zabránilo radiálnímu posuvu rolny při působení vačky během výstřelu. Pro tuto variantu byl vytvořen předběžný 3D model, kdy se předpokládalo, že tento pylon bude svařenec tvořený především dutými normalizovanými profily a několika obrobenými součástmi. Hlavní výhodou tohoto konceptu bylo již zmíněné odstranění letmého uložení rolny.



Obrázek 10 – První navrhovaná koncepce pylonu

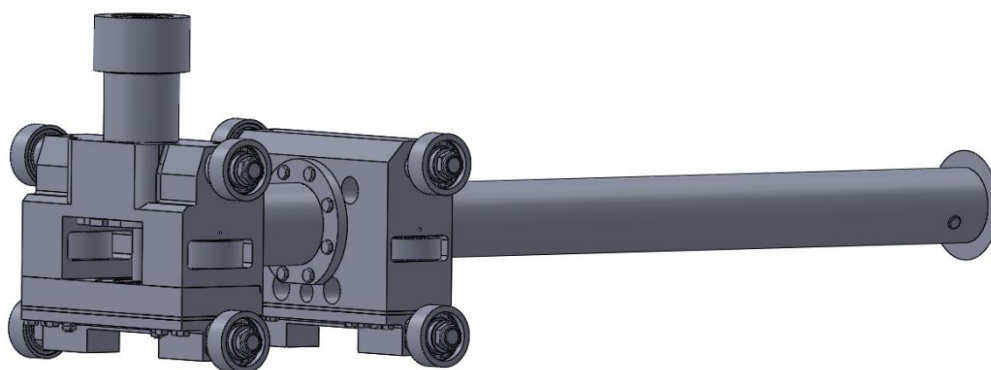
V souvislosti s tímto prvotním návrhem bylo ovšem nutné vyřešit možnosti vedení pylonu s ohledem na únosnost, přesnost a životnost. Jako ideální se jevila možnost využít lineární vedení, používaná například ve výrobních strojích, vyznačující se velmi vysokou přesností a zároveň i vysokou únosností. Při poptávce se ovšem vyskytl problém s omezením maximálního zrychlení a rychlosti posuvu, což bylo potvrzeno všemi

oslovenými výrobcí a dodavateli. Proběhl tedy návrat k volbě vedení pomocí vodících kladek či ložisek, jak tomu bylo u již vyrobeného funkčního vzorku.

Bylo navrženo, že v zadní části budou v pylonu vodící kladky, které pojedou po profilech na rámu a v přední části budou kladky naopak uloženy v rámu a odvalovat se po nich bude pylon. Nastávala by však nevýhodná situace, kdy by docházelo během zkoušky ke snižování vzdálenosti mezi vodícími kladkami v rámu a v hlavě pylonu, což by mohlo mít za následek rozkmitání pylonu díky vůlím a možným nepřesnostem ve vedení.

Tento koncept (Obrázek 10) byl však po konzultaci s výrobní firmou zavrhnut, neboť byl jako celek nedostatečně tuhý (stejně tak by značným působícím silám nedokázalo odolat ani jeho vedení) a navíc se v požadované přesnosti a vzájemných tolerancích jednotlivých částí jevil jako prakticky nevýrobitelný. Z tohoto důvodu jsme nakonec byli nuceni vrátit se k letmému uložení rolly, která navíc bude vystřelována směrem nahoru kvůli přístupnosti vyměňovaných vaček (viz kapitola 3.3.1.).

Proto byla rozvinuta myšlenka dvouhlavého pylonu, přičemž každá z hlav bude v sobě mít vlastní vodící rolly, takže během celé zkoušky bude na rozdíl od předchozího návrhu jejich vzdálenost konstantní. Tyto dvě hlavy by měly být vzájemně spojené pomocí trubky a pomocí další trubky by proběhlo vymezení potřebné vzdálenosti mezi pylonem a vozíkem s testovanou komponentou. Toto řešení by tedy mělo být dostatečně tuhé, odolné vůči kmitání při průběhu zkoušky i relativně dobře výrobitelné. Vodící kladky se budou odvalovat po lištách připevněných na rámu katapultu. Detailně se návrhem pylonu (Obrázek 11) zabývá kolega Bc. Jakub Petrás ve své práci „Návrh pylonu akceleračního zkušebního stanoviště“, která je psána současně s touto DP na FS ČVUT.



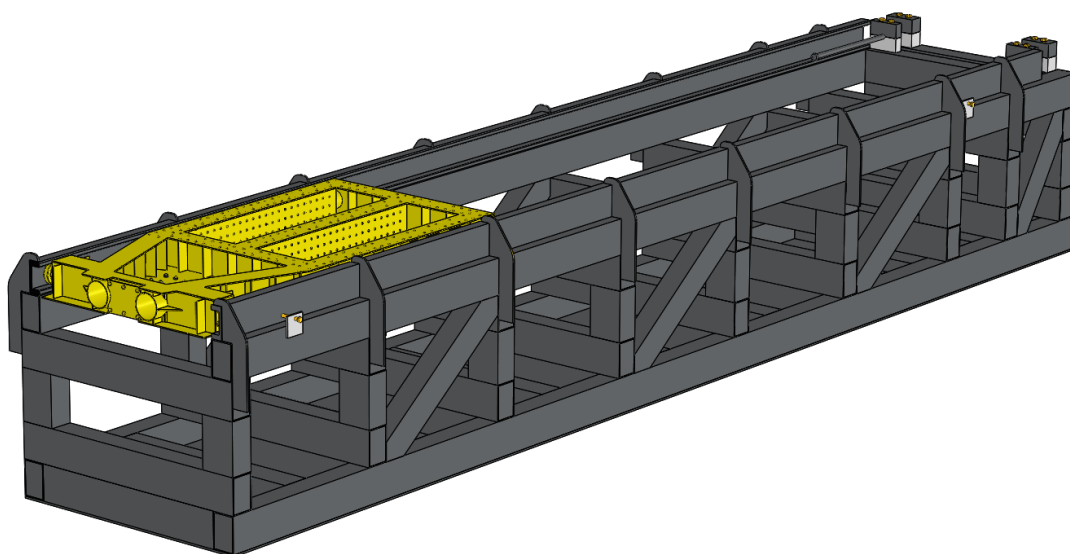
Obrázek 11 - Pylon s vystřelovací rolnou

3.3.3. Vozík

Testovací vozík bude koncipován jako svařenec z vypálených plechů, což by mělo napomoci minimalizovat jeho hmotnost. Celková maximální hmotnost urychlovaných částí (pylon, vozík a testovaná nástavba včetně komponent) je totiž 800 kg. Je tedy snaha maximálně zredukovat hmotnosti všech těchto částí. Vedení bude zajištěno

radiálně – axiálními vodícími kladkami uloženými v kolejnicích tvaru písmene C. Kladky i kolejnice jsou nakupované a vzájemně kompatibilní. Součástí vozíku bude i speciálně vyrobená hydraulická brzda a pro případ jejího selhání i nouzový systém zastavení.

Celý vozík je uložen na vlastním rámu svařeném z dutých normalizovaných profilů a to kvůli zvýšení polohy těžiště vozíku a lepší ergonomické pozici pro obsluhu (Obrázek 12). Zachovány byly veškeré připojovací rozměry ze stávajícího testovacího vozíku, aby byla zajištěna možnost přimontovat na vozík všechny v současnosti používané testovací nástavby. Podrobně se návrhem vozíku zabývá kolega Bc. Adam Babor ve své práci „Návrh vozíku akceleračního zkušebního stanoviště včetně dráhy“ a postupu konstrukce brzdy se ujal kolega Martin Procházka v práci „Návrh brzdného mechanismu zkušebního zařízení“. Obě práce jsou psány současně s touto DP na FS ČVUT.



Obrázek 12 – Testovací vozík s dráhou

3.4. Nosná rámová konstrukce

Účelem této práce je navrhnout vhodnou rámovou konstrukci, která by zajišťovala spolehlivou funkčnost jednotlivých komponent a jejich vhodnou vzájemnou polohu během zkoušky. Rám navíc musí být vhodně ukotven k podlaze zkušebny, být dostatečně tuhý, aby odolával značným silám při katapultáži, a zároveň co nejjednodušší, aby byl snadno vyrobitelný. Toto všechno, společně se známou konstrukcí jednotlivých částí, byly počáteční předpoklady a podmínky, ze kterých samotná konstrukce rámu vycházela.

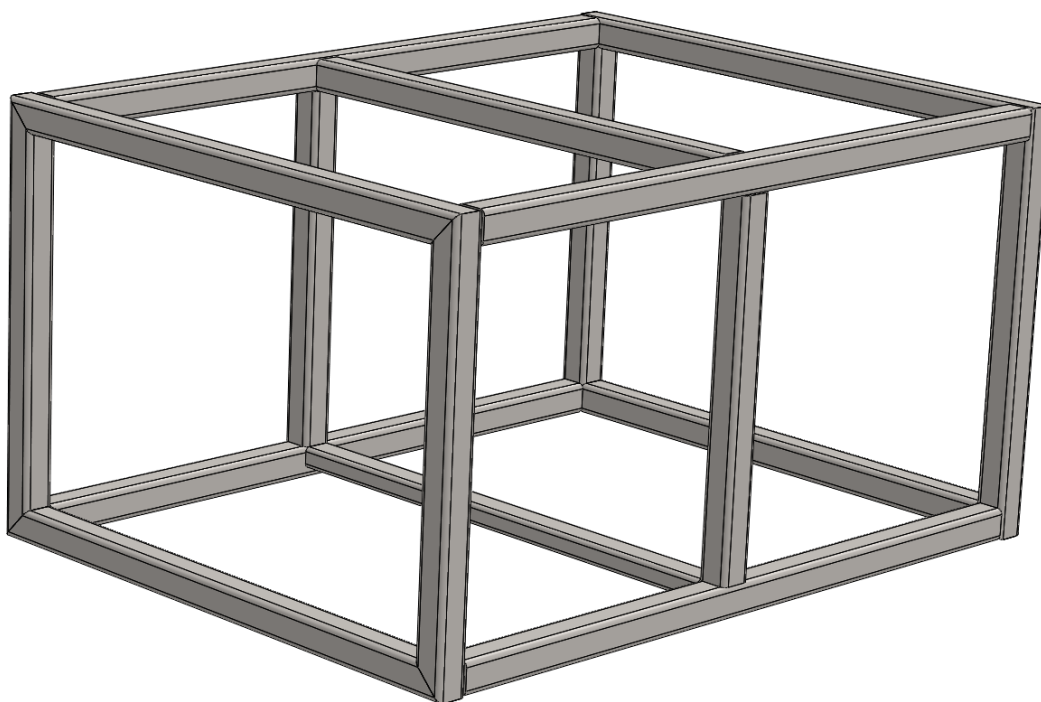
3.4.1. Základní prvky a tvar

Od začátku byl rám koncipován jako svařenec převážně z dutých normalizovaných profilů tzv. jáklů. Vzhledem k tomu, že vyšší hmotnost není u rámu nevýhodou, ale naopak, byly pro základní tvar nosné konstrukce zvoleny čtvercové profily s délkou stěny 120 mm a její tloušťkou 10 mm. Vnější profil rámu byl vytvořen ve tvaru kvádru, přičemž zmíněné profily tvořily všechny jeho vnější hrany. Veškeré vzdálenosti byly při počátečním návrhu

samozřejmě pouze přibližné, jelikož je parametrické modelování v softwaru SolidWorks 2019 umožňovalo v následujících krocích jednoduše měnit a přizpůsobovat.

Šířka rámu se odvíjela od vzdálenosti koncového bodu největší vačky od středu otáčení hřídele, aby se každá část rotující vačky vždy nacházela uvnitř rámu. Délkový požadavek vycházel ze stejné podmínky, ale bylo nutné připočítat délku pylonu (bez trubky), jeho ujetou vzdálenost a také funkční délku tlumičů, potřebných pro jeho zastavení. Výška vycházela z výšky navržené hřídele a určitého prostoru potřebného pod ní.

Následně byly přidány čtyři jákly do roviny kolmé k podélným, tedy těm nejdelším, profilům. Hlavním cílem, kromě vyztužení, byla příprava na upevnění vodících lišt pro pylon. Společná rovina těchto čtyř profilů imaginárně dělí konstrukci na dvě části (Obrázek 13). V zadní části rámu bude ukotvena hřídel se setrvačníky a vačkou a její pohon. V prostoru přední části se bude pohybovat pylon, budou zde umístěny tlumiče na jeho zabrzdění a bude zde realizováno spojení rámu s dráhou zkušebního vozíku.



Obrázek 13 – Základní konstrukce

3.4.2. Uložení hřídele

Jak již bylo zmíněno v předchozích odstavcích, hřídel se setrvačníky bude dole uložena v jednom čtyřřadém kuželíkovém ložisku, které má za úkol simulovat vetknutí a udržet celou soustavu ve svislé poloze při výměně vačky. Nahoře pak v jednom toroidním ložisku, které bude uloženo na kuželovém pouzdru kvůli snadné demontáži. Na základě konstrukce hřídele bylo rozhodnuto, že na oba domky, ve kterých budou ložiska uložena, budou přivařeny desky, což umožní jejich připojení šroubovým polem k základnímu rámu. Při konstrukci těchto připojovacích míst bylo nutné zohlednit montáž celé soustavy hřídele, velikosti a směry působících sil při zkouškách a důraz byl také kladen na možnost snadného přístupu při výměně vačky.

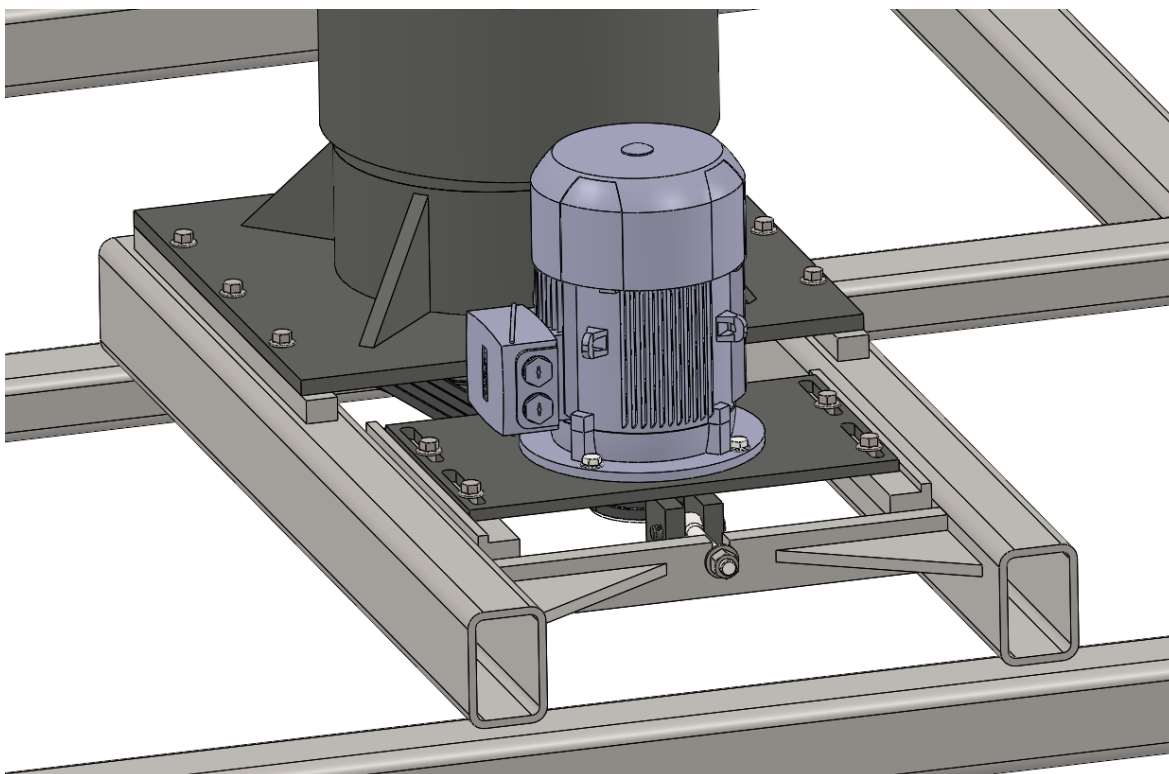
Na základě výpočtů tvarů vaček bylo zjištěno, že maximální síla, která vznikne mezi rolnou a vačkou při zkoušce se bude nacházet v horizontální rovině a bude mít podélnou složku o velikosti 172,36 kN a příčnou složku 74,53 kN. Touto silou tedy působí dle zákona akce a reakce jak rolna na vačku, tak samozřejmě i opačně vačka na rolnu.

Na základě požadavku snadné montáže bylo rozhodnuto, že šířka horní desky ložiskového domku bude větší než šířka té spodní, aby se celá hřídel mohla umístit do rámu shora po jejím kompletním sesazení. To by mělo usnadnit celý proces usazení sestavy v porovnání s postupnou montáží přímo v rámu.

Do spodní části rámu budou umístěny dva podélné jákly obdélníkového tvaru o rozměrech 150x100x10 mm postavené na výšku a vzdálené od sebe tak, aby se mezi ně dala s určitou rezervou umístit řemenice o průměru 360 mm, přes kterou se bude přenášet výkon z motoru na hřídel. Vzhledem k tomu, že na těchto profilech bude ležet většina hmotnosti sestavy vačkové hřídele, bylo rozhodnuto, že pásovina, do které budou vyřezány připojovací metrické závity (protože samotné obdélníkové profily nemají dostatečnou tloušťku), bude přivařena na vrchní stěnu profilů. Díky tomu by totiž neměl vzniknout přidavný kroutící moment ve směru jejich osy, který by na jákely působil při přivaření pásoviny z boční strany. Potřebná šířka dolní připojovací desky je dle této úvahy 720 mm.

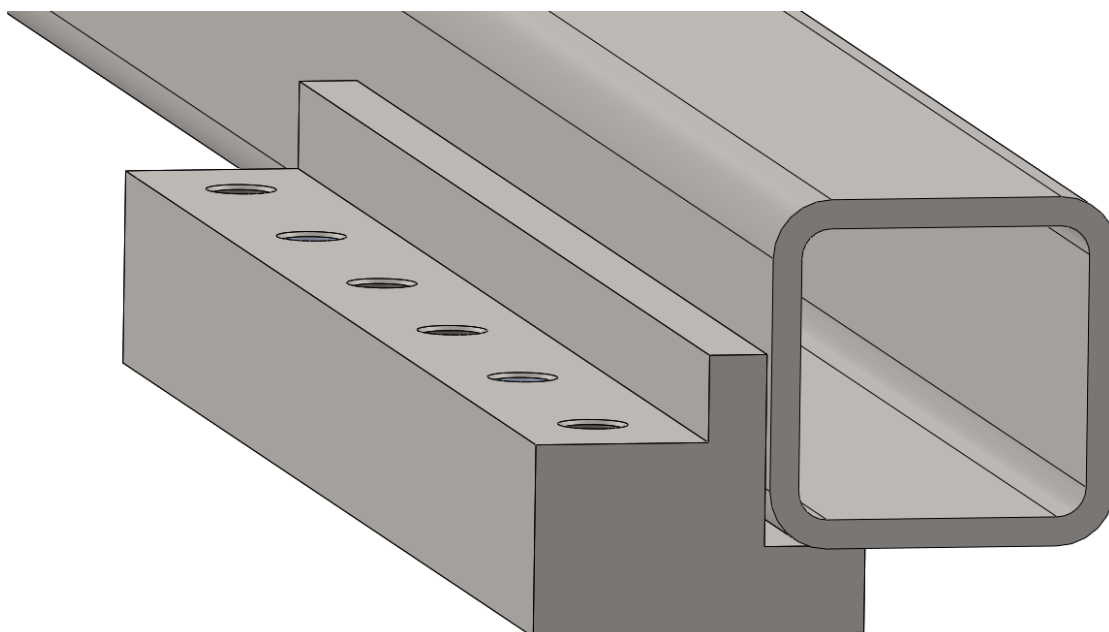
Na stejných podélných profilech bude umístěn i zvolený přírubový motor Siemens 1AV2130B s výkonem 5,5 kW, který má za úkol pohon celé soustavy rotujících hmot. Vzhledem k rozměrovým parametrům bude muset být motor uložen o 80 mm níže než deska spodního ložiskového domku, což ve spojení s jeho kompaktnějšími přírubovými rozměry povede k umístění na konzoly přivařené na boku podélných profilů v potřebné výšce. Vzhledem k hmotnosti motoru pouhých 62 kg bude kroutící moment, způsobený tíhovou silou, působící na profily 150x100x10 mm naprosto zanedbatelný.

Jediná vnější síla působící na motor je předepínací síla čtyř klínových řemenů, která má za úkol zajistit dosažení dostatečného tření mezi pryžovým řemenem a ocelovou řemenicí. K dosažení potřebného předpětí bude použito šroubové spojení, kdy šroub s okem, který bude pomocí čepu připevněn k desce motoru, bude tvořit šroubovou dvojici s matkou dosedající na příčný plný profil s vyfrézovanou drážkou (Obrázek 14). Potřebná napínací síla je 3030 N a byl zvolen šroub se závitem M20.



Obrázek 14 – Uložení motoru a napínací mechanismus řemenů

Připojení horní desky ložiskového domku ke dvěma podélným profilům velikosti 120x120x10 mm bude řešeno analogicky k uložení desky spodní. Vzhledem k mnohem vyšším silám působícím při akcelerační zkoušce na horní ložiskový domek budou i nároky na připojení této desky k rámu vyšší. Navržené řešení vychází z předpokladu, že veškeré působící síly budou opět přeneseny do rámu pouze třením, na což bude navrhuto i šroubové pole v následující kapitole. Aby navržená konstrukce byla bezpečná, bylo rozhodnuto, že by pro případ, že šroubové pole celou sílu neudrží a dojde ke smýknutí desky po rámu, mělo být zamezeno dalšímu pohybu cestou tvarových mechanických zábran. Deska by tedy neměla být na rámu pouze položena a přišroubována, ale měla by být uložena tak, aby bylo zamezeno i případnému pohybu do stran. Na základě této úvahy byla vymodelována tvarově složitější, avšak těmto požadavkům vyhovující konzola, která počítá se zamezením pohybu desky v horizontální rovině příčným směrem (Obrázek 15). V podélném směru se tvarová zábrana případně přivaří později, když se zjistí, že přenos sil pouze za pomoci tření nevyhovuje.

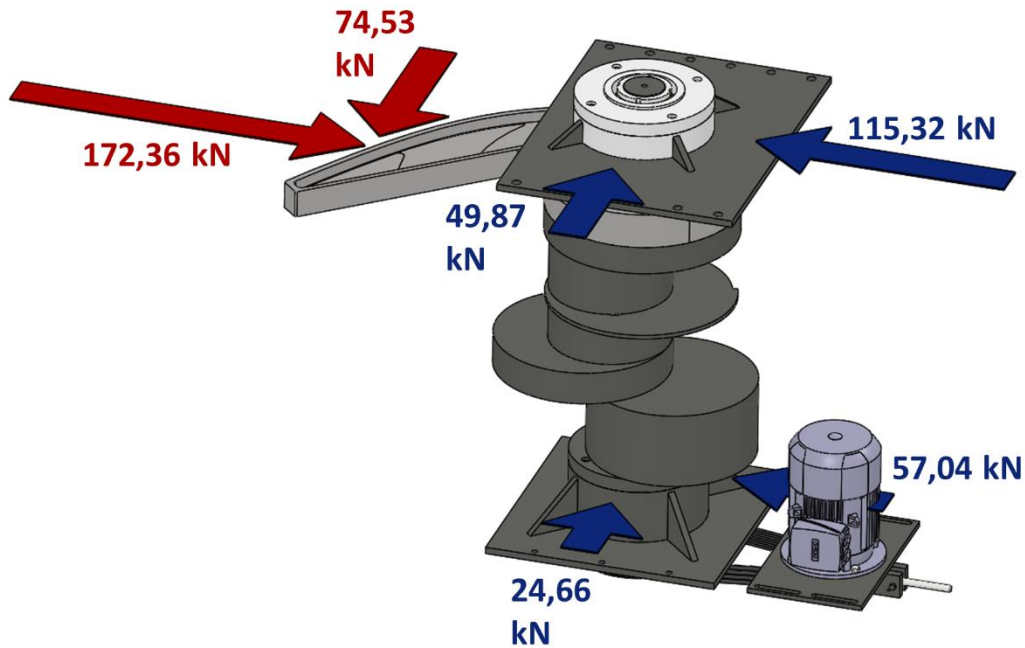


Obrázek 15 – Tvarovaná konzola pro připojení horní desky

3.4.3. Výpočet šroubových polí

Na obrázku (Obrázek 16) je graficky znázorněné působíště sil mezi vačkou a rolnou a rozklad těchto sil do dvou reakcí v ložiskách. Tento obrázek byl zpracován na základě podrobných výpočtů reakcí nosníku, který je na jedné straně vetknutý a na druhé podepřený a je zatížen osamělou silou. Tento výpočet provedl ve své práci kolega Bc. Petr Janík.

Jak již bylo zmíněno, přenos sil z desek ložiskových domků na rám celého zařízení se předpokládá pouze třením, což klade vysoké nároky na použitá šroubové spojení.



Obrázek 16 - Složky maximální působící síly a reakce

3.4.3.1. Deska horního ložiskového domku

Jelikož je nám známa velikost složek reakcí v horním ložisku, kdy $F_{MAX PO h} = 115,32 \text{ kN}$ je maximální síla v podélném směru v horním ložisku a $F_{MAX PŘ h} = 49,87 \text{ kN}$ je maximální síla v příčném směru v horním ložisku, můžeme vypočítat celkovou sílu působící na horní ložisko vektorovým součtem těchto složek dle vzorce

$$F_{MAX h}^2 = F_{MAX PO h}^2 + F_{MAX PŘ h}^2 \quad (1)$$

$$F_{MAX h} = \sqrt{F_{MAX PO h}^2 + F_{MAX PŘ h}^2} \quad (2)$$

$$F_{MAX h} = \sqrt{115,32^2 + 49,87^2} = 125,641 \text{ kN} \quad (3)$$

Jestliže je předpokládán součinitel tření mezi deskou a rámem (ocel – ocel) $f_{o-o} = 0,1$ a uvažujeme bezpečnost šroubového pole proti posunutí $k_{šp} = 1,5$, pak je potřebná normálová síla k vyvození dostatečné síly třecí dána vzorcem

$$F_{N h} = \frac{F_{MAX h} \cdot k_{šp}}{f_{o-o}} \quad (4)$$

$$F_{N h} = \frac{125\,641 \cdot 1,5}{0,1} = 1\,884\,615 \text{ N} = 1\,885 \text{ kN} \quad (5)$$

Na základě rozměrů připojované desky bylo zvoleno šroubové pole čítající 6 šroubů na každé straně, tedy počet šroubů pole u desky horního ložiskového domku je $j_H=12$ a potřebná osová síla vyvozená jedním šroubem v tomto poli je

$$Q_{Oh} = \frac{F_{Nh}}{j_H} \quad (6)$$

$$Q_{Oh} = \frac{1\,885}{12} = \mathbf{157,083\,kN} \quad (7)$$

Vzhledem k tvaru připojovací konzoly je potřeba dbát na to, aby byl při montáži zajištěn dostatečný prostor pro nasazení ořechu na utahování šroubu se šestihrannou hlavou. Proto bylo potřeba do pole umístit šrouby spíše menších rozměrů, což vedlo na volbu vyšší pevnostní třídy 10.9. Mez kluzu šroubů v této pevnostní třídě je $\sigma_{kt}=900\,\text{N/mm}^2$ a využití meze kluzu předepjatých šroubů (bez započítání namáhání krutem) bylo zvoleno $v=0,7$. Z těchto údajů byl vypočten minimální průřez jádra šroubu $S_{J\,MIN\,h}$ podle vzorce

$$S_{J\,MIN\,h} = \frac{Q_{Oh}}{\sigma_{kt} \cdot v} \quad (8)$$

$$S_{J\,MIN\,h} = \frac{157\,083}{900 \cdot 0,7} = \mathbf{249,34\,mm^2} \quad (9)$$

A z tohoto minimálního průřezu byl dopočítán minimální průměr jádra šroubu $d_{3\,MIN}$ ze vztahu

$$d_{3\,MIN}^2 = \frac{4 \cdot S_{J\,MIN\,h}}{\pi} \quad (10)$$

$$d_{3\,MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{J\,MIN\,h}}{\pi}} \quad (11)$$

$$d_{3\,MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot 249,34}{\pi}} = \mathbf{17,82\,mm} \quad (12)$$

Jelikož v předchozím výpočtu nebylo zohledněno namáhání šroubu krutem, byl zvolen dle [11] závit M24 s těmito parametry:

$$d = 24 \text{ mm}$$

$$d_3 = 20,319 \text{ mm}$$

$$d_1 = 20,752 \text{ mm}$$

$$d_2 = 22,051 \text{ mm}$$

$$P = 3 \text{ mm}$$

$$\beta = 30^\circ$$

$$i = 1$$

$$S_3 = 324,26 \text{ mm}^2$$

Pomocí těchto parametrů byly dopočítány vlastnosti závitu. Nejprve úhel stoupání γ , úhel boku β_n profilu a třecí úhel φ' .

$$tg(\gamma) = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (13)$$

$$tg(\gamma) = \frac{1 \cdot 3}{\pi \cdot 22,051} = 0,043 \quad (14)$$

$$\gamma = \tan^{-1}(0,043) = \mathbf{2,48^\circ} \quad (15)$$

Vypočítanou hodnotu použijeme na výpočet úhlu boku β_n profilu

$$tg\beta_n = tg\beta \cdot \cos\gamma \quad (16)$$

$$tg\beta_n = tg(30) \cdot \cos(2,48) = 0,577 \quad (17)$$

$$\beta_n = \tan^{-1} 0,577 = \mathbf{29,98^\circ} \quad (18)$$

A pro zvolený součinitel tření v závitech $f_z=0,13$ bude výpočet třecího úhlu φ' vypadat následovně

$$tg(\varphi') = f' = \frac{f_z}{\cos(\beta_n)} \quad (19)$$

$$tg(\varphi') = f' = \frac{0,13}{\cos(29,98)} = \mathbf{0,15} \quad (20)$$

Respektive

$$\varphi' = \tan^{-1}(0,15) = \mathbf{8,54^\circ} \quad (21)$$

Pro vytvoření dostatečného předpětí bylo nutné spočítat hodnotu utahovacího momentu těchto šroubů. Výpočet byl proveden dle [12]. Součinitel tření pod hlavou šroubu byl zvolen $f_H=0,15$ a třecí poloměr pod hlavou šroubu byl určen jako

$$\rho_H = 0,7 \cdot d_2 \quad (22)$$

$$\rho_H = 0,7 \cdot 20,051 = \mathbf{15,44 \text{ mm}} \quad (23)$$

A z těchto hodnot byl vypočítán třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{TH} = Q_{Oh} \cdot f_H \cdot \rho_H \quad (24)$$

$$M_{TH} = 157\,083 \cdot 0,15 \cdot 0,01544 = \mathbf{363,8 \text{ Nm}} \quad (25)$$

Dále bylo potřeba vypočítat hodnotu momentu v závitě spoje.

$$M_Z = Q_{Oh} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (26)$$

$$M_Z = 157\,083 \cdot \frac{0,022051}{2} \cdot \tan(2,48 + 8,54) = \mathbf{337,28 \text{ Nm}} \quad (27)$$

Celkový potřebný moment na klíči M_{KK} je následně dán součtem momentu v závitě M_Z a třecího momentu pod hlavou šroubu M_{TH}

$$M_{KK} = M_Z + M_{TH} \quad (28)$$

$$M_{KK} = 363,8 + 337,28 = \mathbf{701,28 \text{ Nm}} \quad (29)$$

Pro zjištění reálného součinitele bezpečnosti šroubu vůči mezi kluzu bylo potřeba spočítat ještě napětí od osově síly σ_h , modul průřezu v krutu W_k a napětí v krutu τ_k .

$$\sigma_h = \frac{Q_{Oh}}{S_3} \quad (30)$$

$$\sigma_h = \frac{157\,083}{324,26} = \mathbf{484,44 \frac{N}{mm^2}} \quad (31)$$

$$W_k = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16} \quad (32)$$

$$W_k = \frac{20,319^3 \cdot \pi}{16} = 1\,647,16 \text{ mm}^3 \quad (33)$$

$$\tau_k = \frac{M_z}{W_k} \quad (34)$$

$$\tau_k = \frac{337\,280}{1\,647,16} = 204,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (35)$$

A pomocí těchto hodnot vypočítat redukované napětí ve šroubu σ_{RED} a jeho bezpečnost vůči mezi kluzu k_Σ .

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_h^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (36)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{484,44^2 + 3 \cdot 204,76^2} = 600,38 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (37)$$

$$k_\Sigma = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{RED}} \quad (38)$$

$$k_\Sigma = \frac{900}{600,38} = 1,5 \quad (39)$$

Na připevnění desky horního ložiskového domku k rámu bude tedy použito šroubové pole, které bude obsahovat 2x6 šroubů M24 pevnostní třídy 10.9 a které budou utaženy momentem M_{KK} o velikosti cca 700 Nm, aby byla v každém šroubu dosažena osová síla 157 kN potřebná k zajištění dostatečného tření k přenosu sil z desky na rám.

3.4.3.2. Deska dolního ložiskového domku

Přenos sil u šroubového pole desky dolního ložiskového domku bude také probíhat pomocí tření. Proto byl proveden analogický výpočet, jako v kapitole 3.4.3.1 jen s rozdílnými velikostmi působících sil na vstupu. U dolního ložiska je maximální síla v podélném směru $F_{MAX\,PO\,d}=57,03$ kN a maximální síla v příčném směru $F_{MAX\,PŘ\,d}=24,66$ kN.

Byla tedy vypočtena maximální síla působící v horizontální rovině spodního ložiska

$$F_{MAX d} = 62,13 \text{ kN} \quad (40)$$

A při zachování $f_{o-o}=0,1$ a $k_{\xi p}=1,5$ je potřebná normálová síla vyvozená šroubovým polem

$$F_{Nd} = 931,998 \text{ kN} \quad (41)$$

Což při poli o šesti šroubech vede na potřebnou osovou sílu v jednom šroubu

$$Q_{od} = 155,33 \text{ kN} \quad (42)$$

Vzhledem k tomu, že potřebná osová síla v jednom šroubu vyšla prakticky stejná jako ta z rovnice (7), byly zvoleny totožné šrouby M24 pevnostní třídy 10.9. Všechny další hodnoty, jako je utahovací moment na klíči či bezpečnost vůči mezi kluzu tedy vyjdou totožné, jako u šroubů horní desky.

Na připevnění desky dolního ložiskového domku k rámu bude tedy použito šroubové pole, které bude obsahovat 2x3 šrouby M24 pevnostní třídy 10.9. Utaženy budou momentem M_{KK} o velikosti cca 700 Nm, aby byla v každém šroubu dosažena osová síla 155 kN, potřebná k zajištění dostatečného tření k přenosu sil z desky na rám. Parametry obou šroubových polí jsou shrnuty následující tabulce (Tabulka 1).

Tabulka 1 – Vlastnosti šroubových polí

<u>Šroubová pole pro připojení desek ložiskových domků</u>	Počet šroubů	Zvolené šrouby	Potřebná osová síla	Přibližný utahovací moment
Horní deska	12	M24 - 10.9	157 Nm	700 Nm
Dolní deska	6	M24 - 10.9	155 Nm	700 Nm

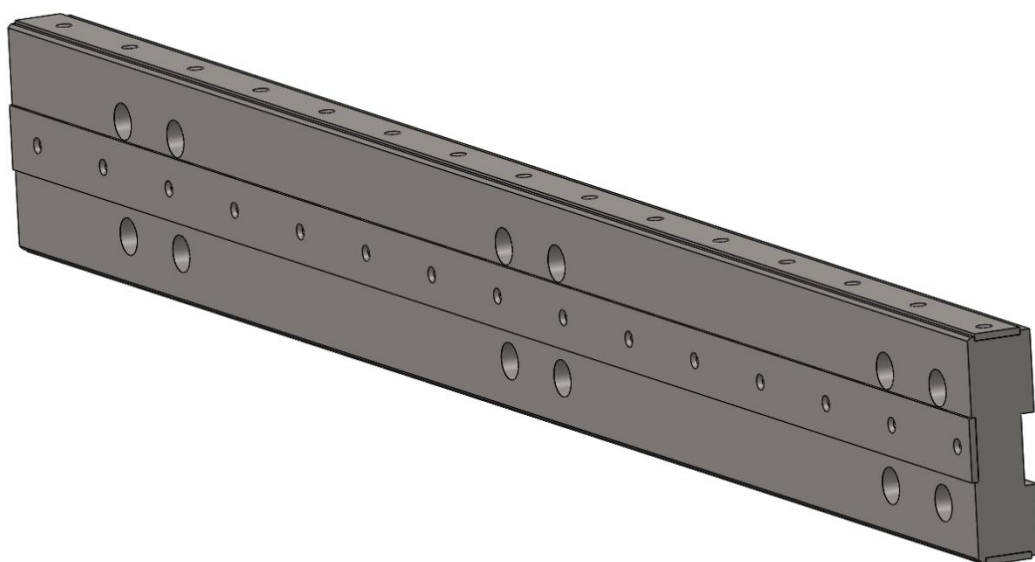
3.4.4. Vedení pylonu

Během řešení celého projektu se vyskytlo několik návrhů, jak by měly vypadat vodící lišty pro pylon, které by měly být součástí rámové konstrukce. Od nakupovaných kolejnič kompatibilních s radiálně – axiálními kladkami (použity pro vedení testovacího vozíku) se upustilo kvůli jejich malé únosnosti. Od lineárního vedení, které se používá například v obráběcích strojích, se muselo ustoupit kvůli nedostatečným hodnotám maximálního zrychlení a maximální rychlosti. Nakonec bylo rozhodnuto o tom, že vodícími lištami, po

kterých budou pojíždět kladky pylonu, budou plné profily obdélníkového průřezu, které by měly být dostatečně ohybově tuhé a zároveň snadno obrobitelné.

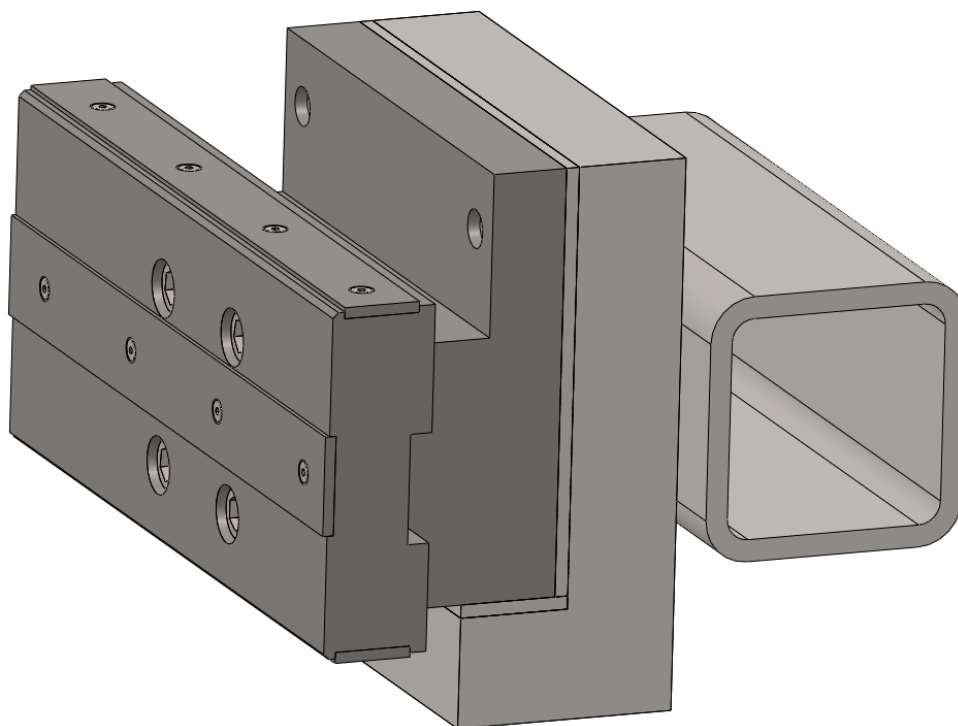
Každá hlava pylonu obsahuje šest vodících kladek – symetricky tři a tři z každé strany. Jedna z těchto tří kladek má svislou osu rotace a je uložena přibližně v polovině výšky hlavy. Její hlavní úkol spočívá v zamezení pohybu v horizontální rovině, a tudíž zachycení boční síly působící na pylon (hodnoty boční síly v závislosti na čase jsou známy z výpočtů funkčního tvaru vaček). Další dvě kladky budou kvádr obepínat shora i zespod a zamezí tedy pohybu pylonu ve vertikálním směru a zároveň rotaci kolem osy trubky pylonu. Toto řešení poskytne, i přes svou statickou neurčitost, možnost alespoň přibližného výpočtu zatížení jednotlivých kladek a tím i jejich volbu s ohledem na únosnost.

Vodící lišty budou mít relativně jednoduchý tvar, avšak v místech pojezdu kladek k nim budou muset být přimontovány povrchově kalené lišty (Obrázek 17). Ty zde budou z důvodu vysokých Herzových tlaků mezi součástmi během katapultáže.



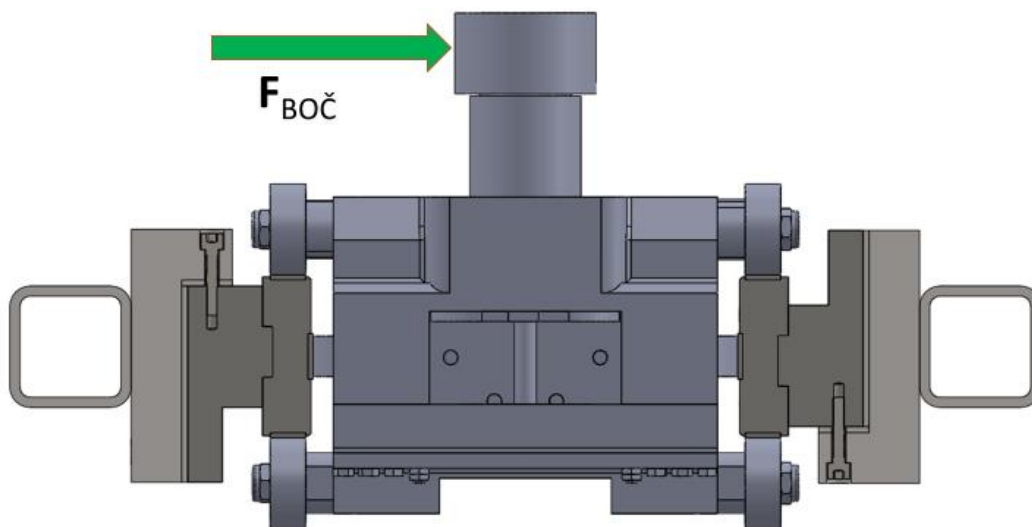
Obrázek 17 – Vodící lišta pylonu

Po stanovení typu a tvaru vodících lišt bylo nutné vyřešit jejich samotné upevnění k jáklům nosného rámu. Přímé přivaření by sice z hlediska prostorových požadavků pro kladky pylonu nebylo nikterak omezující, avšak prostorové seřízení a ustavení pylonu, aby vedením projížděl při katapultáži hladce, ale bez vůlí, by nebylo možné. Ukotvení tedy vyžadovalo připevnění pouze z vnější strany lišty (ostatní plochy jsou funkční) a nastavitelnost. Toho bylo dosaženo způsobem, který je znázorněn na následujícím obrázku (Obrázek 18).



Obrázek 18 – Uchycení vodící lišty k profilu rámu

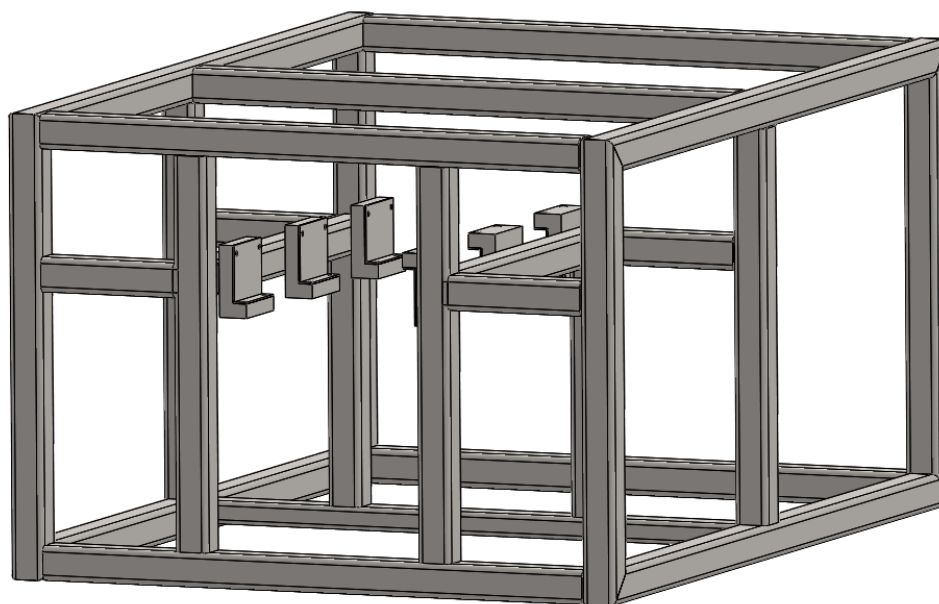
K podélnému jáklu rámu bude přivařená konzola ve tvaru písmene L, ke které bude přes speciálně tvarovaný mezikus přišroubovaná samotná vodící lišta. Přivařené konzoly nebudou symetricky zrcadlené podle středové roviny rámu, ale budou jakoby otočené kolem osy trubky. Vychází to ze stále stejného směru boční síly, díky níž vzniká moment působící na celý pylon, který bude v rámu zachycen právě nesymetrickým uložením tvarových konzol (Obrázek 19). Speciální mezikus mezi konzolami a vodící lištou je navržen tak, aby síla působící na lišty nebyla přenášena smykovým třením od předepnutých šroubů, ale především pomocí tvarových prvků. Mezi konzolami přivařenými k rámu a tvarovaným mezikusem budou vloženy destičky, které budou mít za úkol přesné ustavení pylonu a vymezení vůlí v jeho vedení. Tyto destičky bude možné postupně zabrušovat, a tím umožnit přesné ustavení pylonu a jeho plynulý průjezd bez vůlí a zadrhávání.



Obrázek 19 – Vedení pylonu

Celková délka vodících lišt se odvíjí od délky pojezdu pylonu, dráhy potřebné na jeho zastavení a rozteče mezi kladkami přední a zadní hlavy a byla stanovena na 1 460 mm.

Vzhledem k navrženému způsobu uchycení vodících lišt k rámu bylo nutné do něj zakomponovat potřebné podélníky k přivaření zmiňovaných konzol ve tvaru L. To vedlo k přidání několika podpůrných dutých profilů, přičemž bylo potřeba počítat s omezenou výškou stojen uvnitř rámu kvůli rotující vačce. Úprava přední části rámu pro uchycení vodících lišt je zobrazena na následujícím obrázku (Obrázek 20).

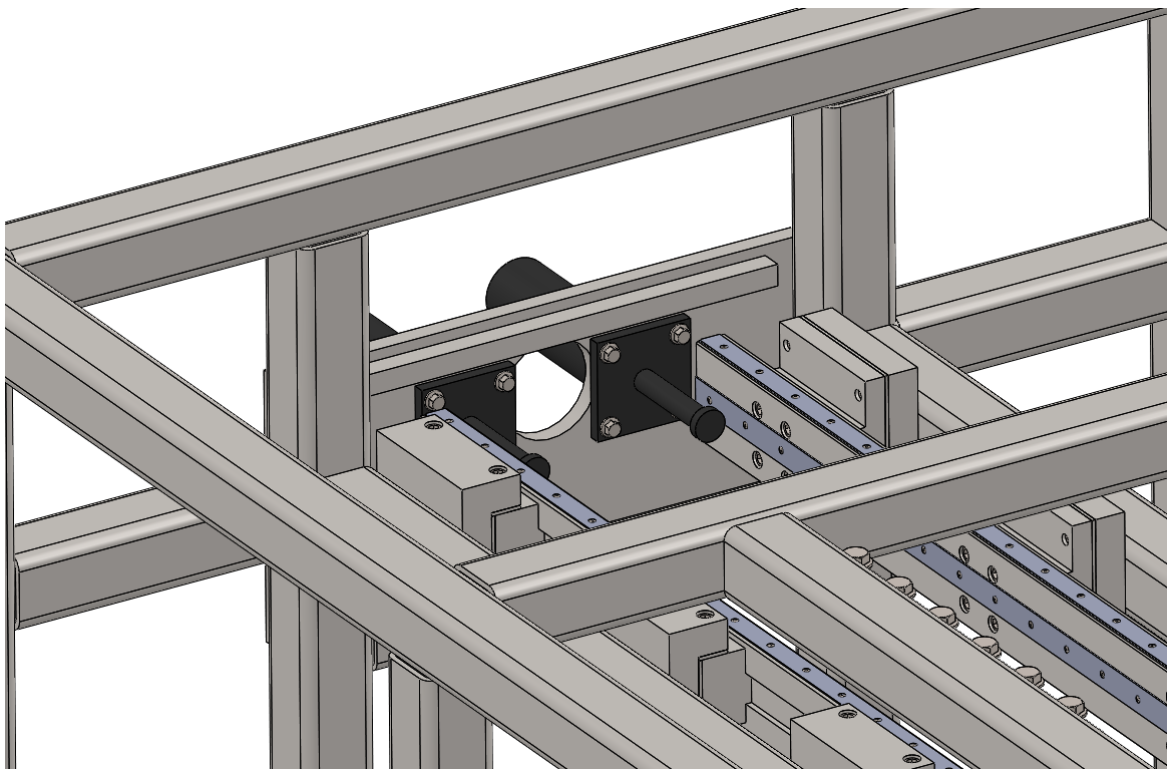


Obrázek 20 – Příprava pro montáž vodících lišt

3.4.5. Tlumiče pylonu

Další důležitou součástí, kterou bylo potřeba přidat do sestavy rámu, byla deska s hydraulickými tlumiči, jež mají za úkol zastavit pylon po katapultáži. Na základě dostupných dat o pylonu a rozměrových požadavků celého rámu byly po konzultaci s výrobcem zvoleny dva poměrně mohutné tlumiče s označením ACE SCS 38-200 EUF. Každý z nich má zdvih 170 mm, pohlcená energie na jeden zdvih je rovna 14,4 kJ a je znám průběh zpomalovací síly v čase, která by neměla překročit hodnotu 44 kN.

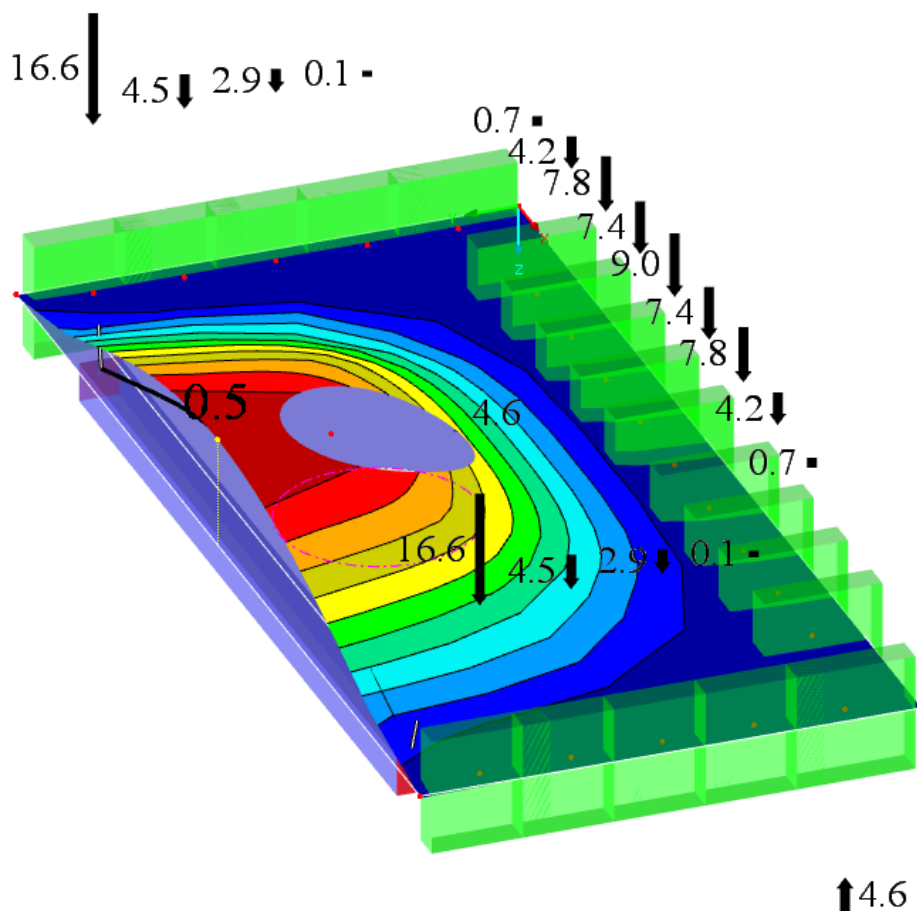
Pro tyto tlumiče bylo z požadavku maximální možné úspory délky rámu zvoleno připojení pomocí příruby, což umožní celý pracovní zdvih realizovat uvnitř rámu a z funkčního hlediska nepotřebné tělo tlumičů zapustit směrem ven z konstrukce. (Obrázek 21). Příruba bude dosedat na desku přišroubovanou k čelu rámu pomocí šroubového pole.



Obrázek 21 – Deska s tlumiči pylonu

Na základě známé maximální hodnoty brzdné síly byla provedena MKP simulace v softwaru Dlubal RFEM 5.17. Desku totiž bylo možné přišroubovat k rámu pouze ze tří stran z důvodu zachování prostoru v čele rámu, kudy se do něj bude při kompletaci sestavy pylon vsazovat. Toto uchycení, v kombinaci s relativně velkým otvorem uvnitř desky, vedlo k velmi vysokým hodnotám jejího maximálního průhybu.

Ten se podařilo minimalizovat (kombinací tloušťky desky 30 mm a přivařeného výztuhy podél nepřišroubované hrany, která zvyšuje ohybovou tuhost desky) na konečnou hodnotu 0,5 mm (Obrázek 22).

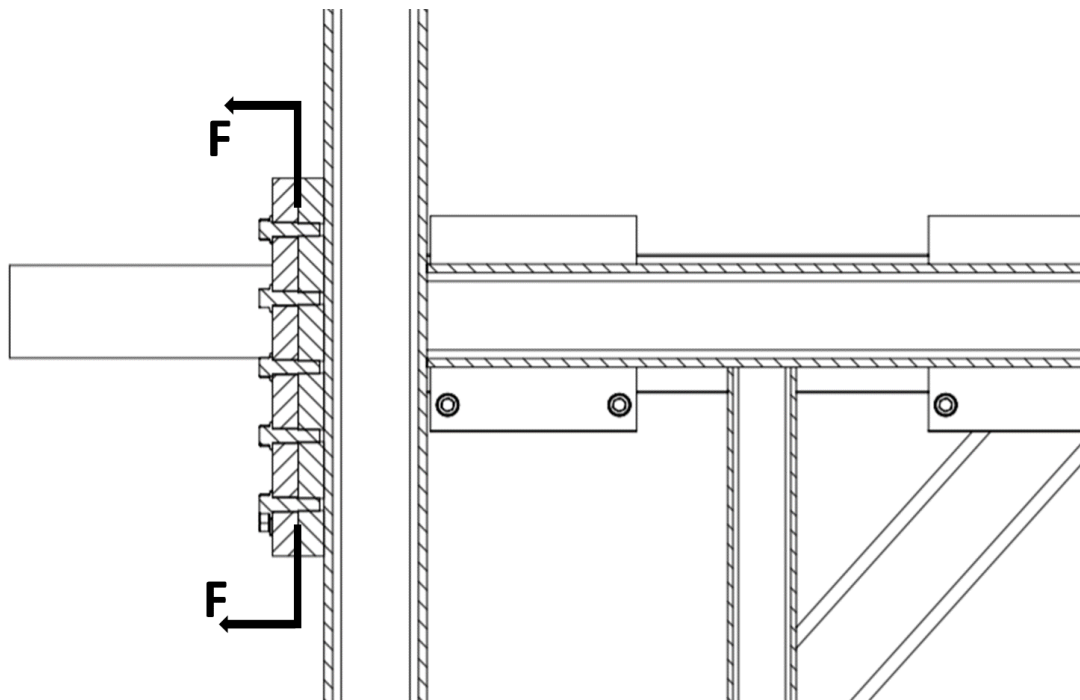


Obrázek 22 – Průhyb desky tlumičů a reakce ve šroubech

Následně byl tento model použit k přibližnému zjištění velikosti osových sil v přípojovacích šroubech. Vzhledem k tvaru desky a poloze působišť vnějších sil bylo totiž velmi obtížné predikovat rozložení sil do šroubového pole. Proto byly přidány do modelu podpory v místech předpokládané polohy přípojovacích šroubů a po zatížení byly odečteny podporové reakce. Dle nejvyšší hodnoty odečtené z těchto výsledků (16,6 kN) bylo navrženo celé pole šroubů.

Na základě vytvořeného schématu (Obrázek 23), který měl pomoci k výpočtu předepjatého šroubového spoje, bylo zjištěno, že v řetězci se nenacházejí žádné odlehčované části, tudíž je v diagramu předepjatého šroubového spoje jedna z přímek, díky teoreticky nekonečné tuhosti odlehčovaných částí, svislá. Je tudíž možné šroubový spoj předepnout a změnit tak cyklus mívivý na pulzující. Jeho amplituda však zůstane totožná.

Předepnutí šroubů by tedy mělo především zabránit odlehnutí desky od rámu a případnému povolování šroubů během zkoušek.



Obrázek 23 – Schéma pro stanovení přitěžovaných a odlehčovaných částí

Vzhledem k pouze velice přibližnému určování hodnoty maximální osově síly působící na šrouby pole ze softwaru RFEM, bylo jako výpočetní hodnota této síly stanoveno $F_{0\,Tl}=20\text{ kN}$.

Výpočet předepjatého šroubu byl proveden jako statický a to dle [12]: Nejprve bylo nutné zvolit součinitel provozního předpětí $q=2$, ze kterého mohlo být vypočteno potřebné provozní předpětí šroubů držících desku tlumičů.

$$Q_{0\,Tl} = F_{0\,Tl} \cdot q \quad (43)$$

$$Q_{0\,Tl} = 20 \cdot 2 = \mathbf{40\text{ kN}} \quad (44)$$

Dále byla pro výpočet důležitá maximální provozní síla na šroub daná vzorcem

$$Q_{0\,MAX} = (1 + q) \cdot F_0 \quad (45)$$

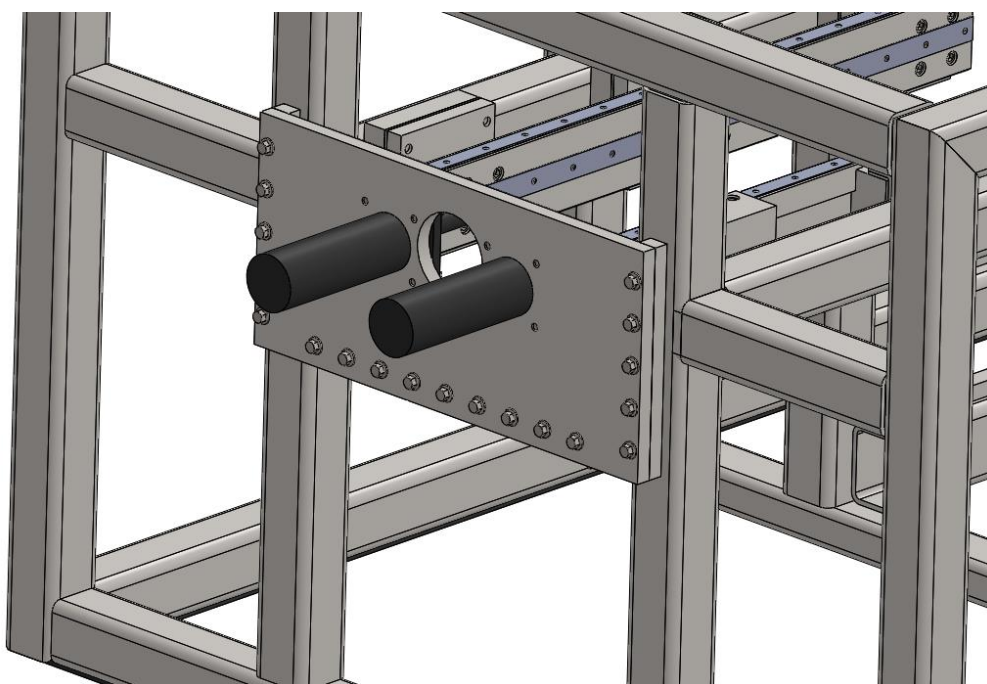
$$Q_{0\,MAX} = (1 + 2) \cdot 20 = \mathbf{60\text{ kN}} \quad (46)$$

Další návrh šroubu proběhl dle postupu v kapitole 3.4.3.1. Zvolen byl šroub se závitem o velikosti M16 pevnostní třídy 10.9, který bude utahován momentem 120 Nm. Při provozu by maximální napětí od sil v ose šroubu mělo být $\sigma_o = 416 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ a napětí od krutu $\tau_k = 117 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, což vede na výsledné napětí v součásti o velikosti $\sigma_{RED} = 463 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Bezpečnost šroubů vůči mezi kluzu je v tomto případě $k_s = 1,94$. Vyšší hodnota této bezpečnosti byla zvolena záměrně, neboť ve výpočtu nebyla zohledněna možnost přídavného ohybu šroubu, který při provozu působí velice nepříznivě. Parametry šroubového pole připojujícího desku tlumičů k rámu (Obrázek 24) zobrazuje následující tabulka (Tabulka 2).

Tabulka 2 – Parametry šroubového pole (deska s tlumiči)

	Počet šroubů	Zvolené šrouby	Potřebná osová síla	Přibližný utahovací moment
<u>Šroubové pole pro připojení desky tlumičů</u>	19	M16 - 10.9	40 kN	120 Nm



Obrázek 24 – Připojení desky šroubovým polem

3.4.6. Systém zpětného zatlačování rolny

Po každé provedené zkoušce je nutné vrátit vystřelenou rolnu na její původní místo. Je tedy nutné ji mechanicky zatlačit do dolní polohy, kde ji následně bude držet svou silou sepnutý elektromagnet.

Původní návrh na použití přenosného hydraulického zvedáku byl firmou zavrhnut a byl stanoven požadavek, že celý mechanismus zatlačování má být součástí rámu. Pracovat by měl na principu pohybového šroubu zakončeného kličkou na ruční pohon.

Navržený mechanismus vychází z principu, že na rám bude přivařen pomocný profil, do kterého bude vevařena matice. Touto maticí bude procházet šroub na jedné straně zakončený šestihranem, pro možnost nasazení utahovací páky či kličky, a na druhé straně přidělaným zatlačovacím talířem. Tvar talíře bude uzpůsoben tomu, aby dosedl pouze

na vnější kroužek rolly, neboť ten umožňuje volnou rotaci kolem své osy díky uložení na vnějším kroužku ložiska.

Velikost matice a závitu šroubu se odvíjela z velikosti dutého profilu, ve kterém je matice usazena. Závít byl navrhnout jako metrický, který by měl být vzhledem k působícím silám naprosto postačující. Jeho výrobní náklady budou navíc nižší oproti rovnoramennému lichoběžníkovému profilu, který je používán u pohybových šroubů nejčastěji. Zvolená velikost je M36, polotovarem bude šestihranná tyč (kvůli utahování) a maximální délka vysunutí bude 210 mm. Síla nutná k úplnému stlačení rolly do dolní polohy je dle vlastností pružiny uvnitř rolly 3869 N. Na základě těchto hodnot bylo potřeba zkontrolovat tento šroub na vzpěr.

Nejprve bylo nutné stanovit součinitel uložení μ , který byl dle [12] zvolen s hodnotou 2. Ta platí pro nejméně příznivý případ, kdy jeden konec je vetknutý, ale druhý je uložený letmo. Potřebná hodnota výpočtové délky je tedy

$$l_v = \mu \cdot L_{p\check{s}} \quad (47)$$

$$l_v = 2 \cdot 210 = \mathbf{420 \text{ mm}} \quad (48)$$

Poloměr setrvačnosti jádra šroubu je

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{S_3}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4} \quad (49)$$

Z [11] bylo provedeno odečtení rozměrových parametrů závitu M36:

$d = 36 \text{ mm}$

$d_3 = 31,093 \text{ mm}$

$d_1 = 31,670 \text{ mm}$

$d_2 = 33,402 \text{ mm}$

$P = 4 \text{ mm}$

$\beta = 30^\circ$

$i = 1$

$S_3 = 759,303 \text{ mm}^2$

A poloměr setrvačnosti pro tento šroub je tedy

$$i_x = \frac{31,093}{4} = 7,77 \text{ mm} \quad (50)$$

Následně dostaneme hodnotu štíhlostního poměru

$$\lambda = \frac{l_v}{i_x} \quad (51)$$

$$\lambda = \frac{420}{7,77} = 54,03 \quad (52)$$

Tento výsledek vede na oblast pružně plastického vzpěru podle Tetmajera, v níž platí vztah

$$\sigma_T = \sigma_{Kd} - \frac{\sigma_{Kd} - \sigma_U}{\lambda_m - 40} \cdot (\lambda - 40) \quad (53)$$

kde mez kluzu v tlaku předpokládáme stejnou jako v tahu, tedy pro tuto velikost polotovaru je dle [13] hodnota $\sigma_{Kd} = 345 \frac{N}{mm^2}$. Pro oceli při použití paušálních hodnot dle [12] platí pro napětí na mezi úměrnosti $\sigma_U = 207 \frac{N}{mm^2}$ a mezní štíhlostní poměr $\lambda_m = 100$. Po dosažení tedy platí

$$\sigma_T = 345 - \frac{345 - 207}{100 - 40} \cdot (54,03 - 40) = 312,72 \frac{N}{mm^2} \quad (54)$$

Tuto hodnotu je nutné porovnat s tlakovým napětím v součásti, které se vypočítá

$$\sigma_d = \frac{F_{OPŠ}}{S_3} \quad (55)$$

$$\sigma_d = \frac{3\,869}{759,303} = 5,09 \frac{N}{mm^2} \quad (56)$$

A součinitel bezpečnosti na vzpěr tedy vyjde

$$k_v = \frac{\sigma_T}{\sigma_d} \quad (57)$$

$$k_v = \frac{312,72}{5,09} = 61,37 \quad (58)$$

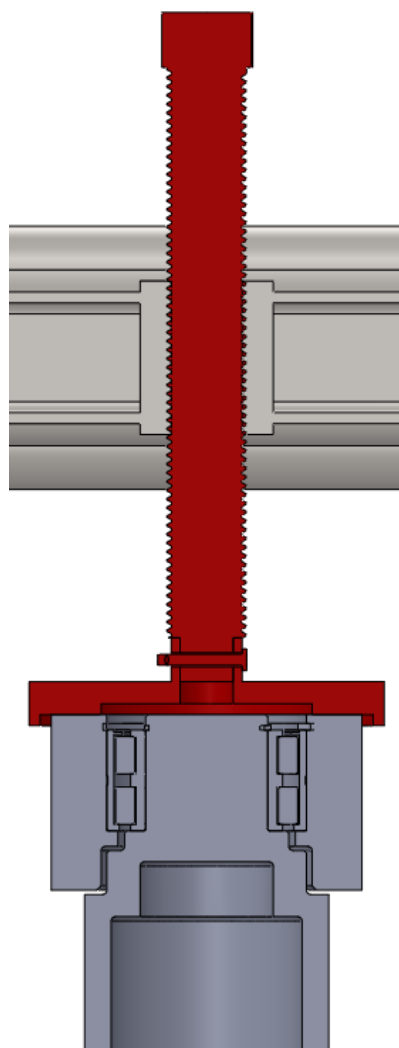
Vzhledem k hodnotě součinitele bezpečnosti vůči vzpěru je možné konstatovat, že vybočení u tohoto pohybového šroubu nehrozí. Takto velký průměr šroubu byl zvolen především proto, že pylon při zatlačování nebude nijak zabrzděn a mohl by tak nastat přídatný ohyb, který riziko vzpěru výrazně zvyšuje.

Následně bylo nutné stanovit tvar a způsob uchycení zatlačovacího talíře. Jedním z návrhů bylo vytvoření závitů v ose pohybového šroubu na jeho konci. Talíř by se přiložil k pohybovému šroubu a připojil menším šroubkem. Tato varianta byla zavržena kvůli možnému povolování šroubku. To by bylo způsobeno momentem, který by vznikl díky tření v radiálním ložisku rolny, na které axiálně tlačí talíř.

Bylo tedy přistoupeno k připojení pomocí čepu, který bude procházet radiálně skrz pohybový šroub a bude zajištěn závlačkou. Výsledný tvar, včetně uspořádání a uchycení v rámu, je patrný z následujícího obrázku (Obrázek 25).

Navržený čep průměru 5 mm není třeba nijak kontrolovat, jelikož osová síla mezi šroubem a talířem je přenášena tvarovým prvkem a moment způsobený třením v ložisku by měl být v tomto případě zanedbatelný.

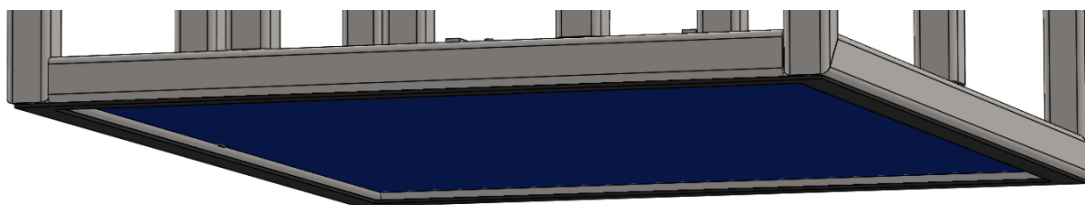
Na závěrečné schůzce zadávající a výrobní firmy bylo po námitce firmy DEKRA CZ a.s. rozhodnuto, že zatlačování pružiny bude nakonec řešeno pneumatickým zařízením, které navrhnou zaměstnanci WSTEC s.r.o.



Obrázek 25 – Zatlačovací mechanismus

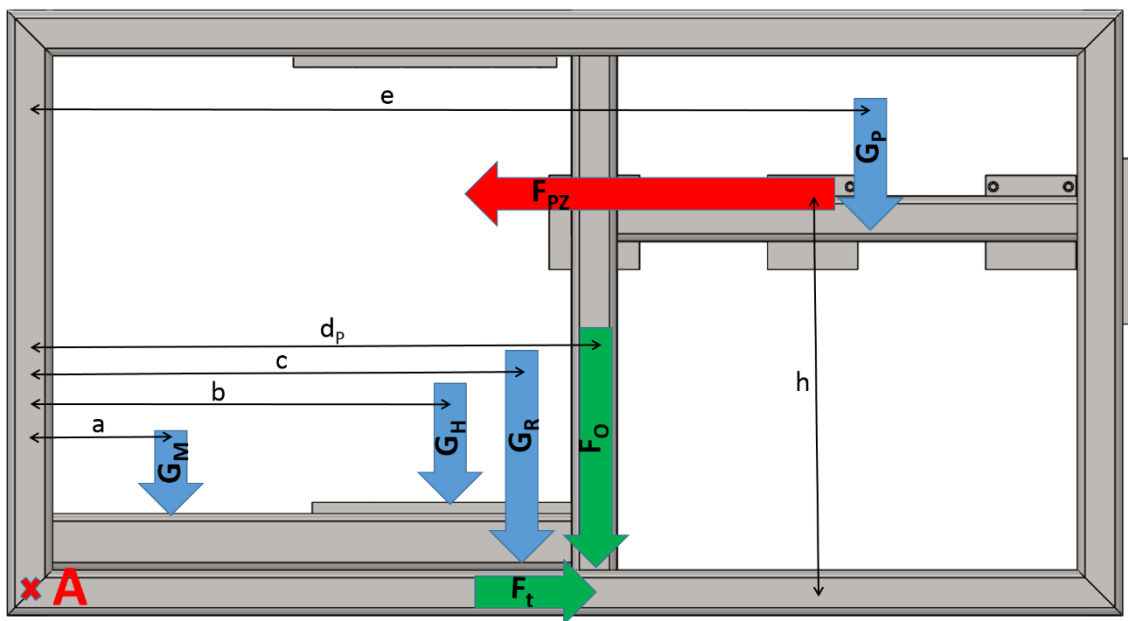
3.4.7. Připevnění konstrukce k podlaze

Pro připevnění rámové konstrukce k podlaze bude na výslovnou žádost zadávající firmy použito pouze přisátí k betonové podlaze haly pomocí podtlaku vyvinutého vývěvou. Cílem bylo vytvořit na spodní straně rámu prostor, jehož odsátím vyvodíme dostatečnou sílu ke stabilizaci rámu při katapultáži. Pod všemi obvodovými jákly budou pryžové pásy, od kterých si firma kromě zajištění těsnění slibuje i umožnění mírného zákluzu konstrukce během zkoušky a tím částečnou eliminaci nežádoucí špičky zrychlení na začátku testu. Pryžové pásy budou k rámu přilepeny. Z vnější strany přístupný styk pryže s podlahou bude utěsněn pružným lepidlem. Dále bude nutné přivařit mezi základní profily (do dna rámu), tlustou desku, která odsávaný prostor uzavře a utěsní z horní strany. Takto vytvořená dutina je patrná z následujícího obrázku (Obrázek 26).



Obrázek 26 – Odsávaný prostor vzniklý pod rámem

Pro výpočet bylo v první řadě potřeba stanovit maximální sílu, která na rám působí a snaží se s ním pohnout. Tou je podélná složka maximální síly působící mezi rolnou a vačkou při zkoušce dle předpisu EHK 44 a má hodnotu přibližně 172,36 kN. Na základě toho bylo potřeba vypočítat velikost potřebné přitlačné síly od podtlaku, aby nedošlo k odlehnutí jedné stany rámu od podlahy. Proto bylo vytvořeno schéma (Obrázek 27) a následně momentová rovnice k bodu A.



Obrázek 27 – Schéma působících sil

Vzniklá rovnice byla ve tvaru

$$M_A: 0 = F_{PZ} \cdot h - G_M \cdot a - G_H \cdot b - G_R \cdot c - F_O \cdot d_P - G_P \cdot e \quad (59)$$

Tedy potřebná síla vzniklá odsáváním je

$$F_O = \frac{F_{PZ} \cdot h - G_M \cdot a - G_H \cdot b - G_R \cdot c - G_P \cdot e}{d_P} \quad (60)$$

Z 3D modelů byly odečteny všechny známé velikosti působících sil a hmotnosti jednotlivých částí, které byly následně přepočteny na tíhové síly. Dále byly zjištěny přibližné polohy těžišť těchto celků a stanovena ramena působících sil. Tyto hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce (Tabulka 3).

Tabulka 3 – Hodnoty odečtené z modelů

	Velikost síly [N]	Rameno síly [m]	
motor	392,4	0,528	a
hřidel	16775,1	1,11	b
rám	53562,6	1,243	c
odsávání	F_O	1,422	d_P
pylon	2334,78	2,1	e
F_{PZ}	172360	1,354	h

Tyto známé hodnoty byly dosazeny do rovnice (60) a vyšla potřebná síla od podtlaku

$$F_O = \frac{233\,375,4 - 207,19 - 18\,620,36 - 66\,578,31 - 4\,903,04}{1,422} \quad (61)$$

$$F_O = 100\,609\,N \quad (62)$$

To je minimální hodnota síly, kterou je nutné vyvodit pomocí podtlaku, aby nedošlo k odlehnutí rámu na jedné straně.

Bylo ovšem nutné zkontrolovat, zda při katapultáži nedojde k usmýknutí ocelových profilů po pryžové vrstvě či této vrstvy po podlaze haly, která je vyrobena z betonu. Nižší součinitel tření vykazuje dle [14] a [15] styk ocel - pryž, který je ale zároveň spojen vrstvou ztuhlého lepidla. Vzhledem k obtížné predikci toho, která ze zmiňovaných dvojic povrchů je náchylnější k usmýknutí byl pro výpočet z bezpečnostního hlediska zvolen součinitel tření 0,3.

K výpočtu bylo opět použito totožné schéma (Obrázek 27) jako při sestavování momentové rovnice, ale tentokrát byla sestavena silová rovnovážná rovnice do směru osy x, která má tento tvar.

$$X: 0 = F_t - F_{PZ} \quad (63)$$

$$F_t = F_{PZ} \quad (64)$$

Třecí sílu ale musíme nejprve vyjádřit jako součin celkové normálové síly a součinitele tření.

$$F_t = (G_M + G_H + G_R + F_O + G_P) \cdot f_{o-p} \quad (65)$$

Což po dosazení do rovnice (64) dává vztah

$$F_{PZ} = (G_M + G_H + G_R + F_O + G_P) \cdot f_{o-p} \quad (66)$$

Ze kterého následně vyjádříme neznámou hodnotu přítlačné síly od odsávání

$$F_O = \frac{F_{PZ}}{f_{o-p}} - G_M - G_H - G_R - G_P \quad (67)$$

$$F_o = \frac{172\,360}{0,3} - 392,4 - 16\,775,1 - 53\,562,6 - 2\,334,78 = \mathbf{501\,468,5\,N} \quad (68)$$

Jak je vidět, hodnota potřebná k zabránění posuvu je cca 5x vyšší než ta, která by měla zabránit odlehnutí od podlahy vlivem klopného momentu. Proto je nadále počítáno pouze s touto vyšší hodnotou, čímž je zároveň zajištěno, že k odlehnutí nedojde.

Dále bylo nutné z modelu odečíst rozměry desky, která se nachází nad odsávaným prostorem. Délka desky je 2,724 m a její šířka 2 m. To dává celkovou plochu nad odsávaným prostorem o velikosti $S_{OP}=5,448\,m^2$. Potřebný podtlak pro vytvoření dostatečné přitlačné síly je tedy

$$p_{od} = \frac{F_o}{S_{OP}} \quad (69)$$

$$p_{od} = \frac{501\,468,5}{5,448} = \mathbf{92\,046,3\,Pa} \quad (70)$$

Tuto hodnotu bylo nutné porovnat s hodnotou podtlaku, kterou je schopna dosáhnout vývěva ve zkušebně firmy DEKRA. Toto zařízení s označením V-I2120 má jako minimální hodnotu celkového tlaku dle [16] uvedeno 20 micron, což podle přepočtu na základě informací z [17] odpovídá 1,995 Pa.

Absolutně nejmenší hodnota atmosférického tlaku naměřená v ČR z roku 1976 byla podle [18] 970,1 hPa. Nejvyšší hodnota podtlaku, kterou lze tedy v ČR s jistotou touto vývěvou vyvinout je

$$p_{od\,MAX} = 97\,010 - 1,995 = \mathbf{97\,008,005\,Pa} \quad (71)$$

Z vypočtených hodnot vyplývá, že při využití maximálního možného podtlaku bude bezpečnost rámu proti posunutí

$$k_p = \frac{p_{od\,MAX}}{p_{od}} \quad (72)$$

$$k_p = \frac{97\,008,005}{92\,046,3} = \mathbf{1,05} \quad (73)$$

Taková hodnota bezpečnosti je vzhledem k funkci naprosto nedostačující. Navíc využívání plného potenciálu vývěvy by bylo velmi časově i finančně neefektivní. Firma DEKRA ale počítala se zvětšením odsávaného prostoru o objem, který vznikne pod dráhou testovacího vozíku stejným způsobem, jakým vznikl pod rámovou konstrukcí. Tímto zvětšením plochy se úměrně zvýší i přitlačná síla. To umožní odsávat na nižší hodnotu podtlaku při zachování přijatelné hodnoty bezpečnosti. Do tabulky (Tabulka 4) byly zpracovány vypočtené hodnoty pro odsávání pouze pod rámem, pouze pod dráhou vozíku a pro odsávání těchto prostor společně.

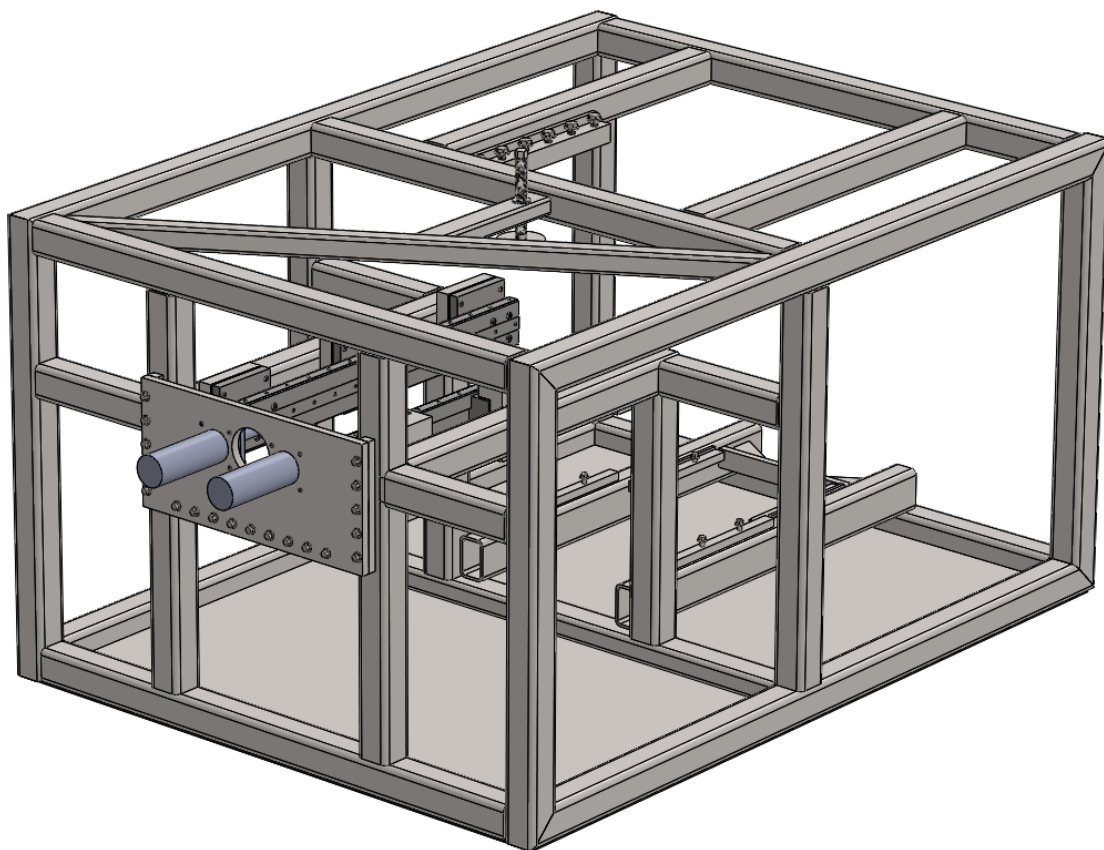
Tabulka 4 – Přisátí pomocí podtlaku

Odsávaná část	Rám	Dráha	Společně
Odsávaný objem [m ³]	0,16344	0,201	0,36444
Plocha desky nad odsávaným prostorem [m ²]	5,448	6,7	12,148
Potřebný podtlak pro zamezení pohybu [Pa]	92046,34	80382,1	38318,67
Koeficient bezpečnosti při maximálním podtlaku (95 kPa)	1,047049	1,193885	2,240934
Koeficient bezpečnosti při podtlaku 80 kPa	0,885771	0,995544	1,881315
Koeficient bezpečnosti při podtlaku 70 kPa	0,790946	0,878928	1,669874

Jak je patrné, odsávání obou prostorů společně je velice výhodné, jelikož umožní snížit hodnotu potřebného podtlaku na 80 kPa při bezpečnosti vůči posunutí 1,88 nebo až na 70 kPa při bezpečnosti 1,66. Volba reálně používané hodnoty podtlaku bude tedy záviset na zkušenostech z prvních testů. Odsávání prostoru pod rámem i pod dráhou vozíku společně ovšem vyžaduje pevné spojení mezi těmito rámy k přenosu sil. Návrhu tohoto spojení se ujala firma WSTEC.

3.4.8. Vytvořená nosná konstrukce

Na základě informací sepsaných v kapitolách 3.4.1 až 3.4.7 byl vytvořen model rámu, který splňoval veškeré funkční požadavky a byl relativně snadno vyrobitelný. Tento stav konstrukce je zobrazen na přiloženém snímku (Obrázek 28). Ve stávajícím uspořádání by však s největší pravděpodobností nebyl schopen odolat značným působícím silám. Bylo tedy nutné přistoupit k přidání výtuzí, vzpěr či dalších prvků ke zvýšení tuhosti.



Obrázek 28 – Základní konstrukce rámu s funkčními prvky

3.4.9. MKP analýza a vyztužení

V programu Dlubal RFEM 5.17 byla provedena MKP analýza nově přemodelovaného rámu jak pro jednotlivé druhy zatížení, tak i pro jejich kombinaci. Jednalo se o zatížení od odsávání, od složek sil v ložiskách hřídele, od sil, kterými působí pylon na vodící lišty, a od vlastní tíhy rámu. Některé z těchto zatěžovacích stavů byly zkoumány nejprve na zjednodušených modelech, aby byl lépe viditelný efekt různých druhů vyztuží. Vše bylo modelováno jako statická úloha pro nejvyšší vypočtené působící síly, které jsou uvedeny v souboru pro výpočet funkčního tvaru největší vačky. Tento soubor nám poskytli zaměstnanci firmy DEKRA (Příloha 2).

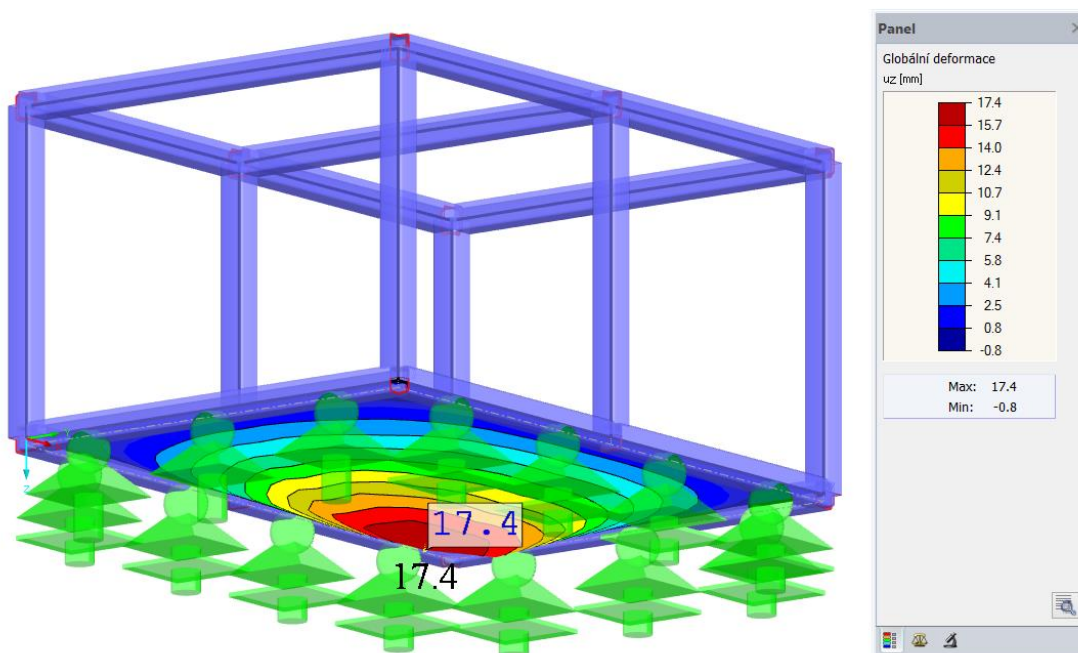
Byl tak postupně tvořen tvar rámu, optimalizovaný s ohledem na zatížení, který by měl respektovat velikost namáhání a odolat působícím silám.

3.4.9.1. Namáhání odsáváním

Nejprve bylo přistoupeno k simulaci zatížení od podtlaku, jelikož jím vyvinutá přítlačná síla je největší silou působící na rám. Pro výpočet byla stanovena velikost podtlaku na hodnotu 80 kPa.

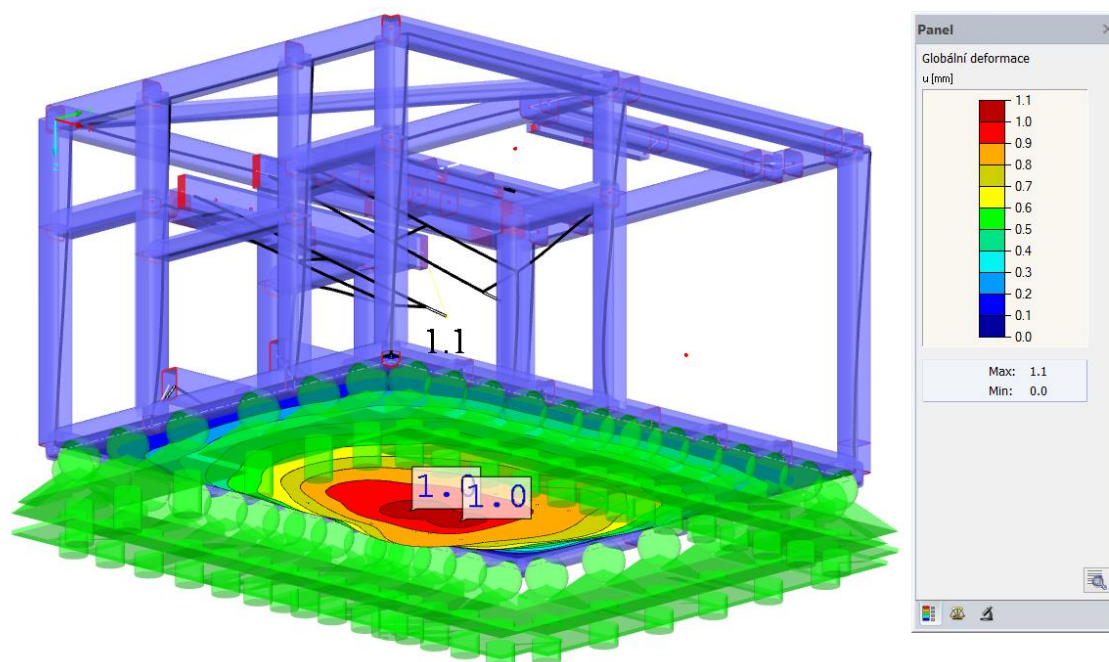
Byly diskutovány dvě možnosti provedení desky, která uzavírá odsávaný prostor z horní strany. První možností bylo přivaření desky pouze k obvodovým jáklům (Obrázek

29), což by zajistilo menší tvarové ovlivnění zbytku rámu, ale průhyb desky samotné by byl velký. Druhá varianta předpokládala přivaření příčné výztuhy, která se nacházela ve dně rámu, k vrchní straně desky.



Obrázek 29 – Průhyb nevyztužené desky způsobený odsáváním

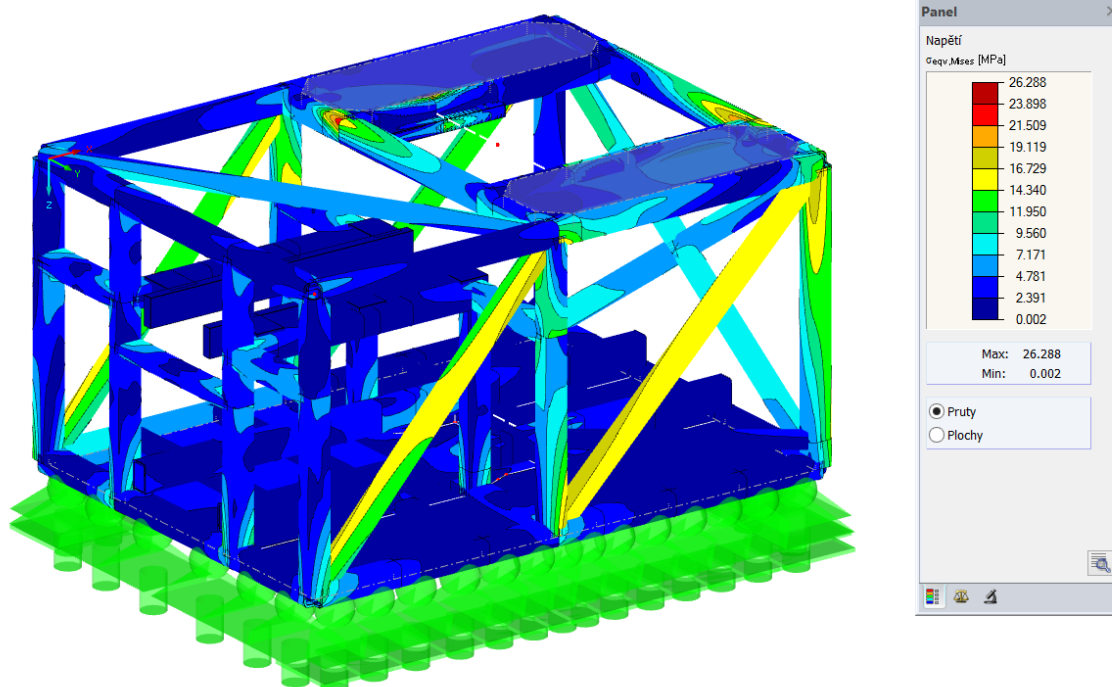
Jelikož průhyb nevyztužené desky dle simulace dosáhl až k extrémní hodnotě 17,4 mm, byla zvolena varianta druhá. Při přivaření jedné příčné výztuhy však byl průhyb, který se podařilo snížit o 70 %, stále ještě značný (5,2 mm). Proto bylo rozhodnuto o mnohem výraznějším zpevnění pomocí dalších čtyř stejných příčnicků o rozměrech 120x80x8 mm, což snížilo maximální průhyb až na hodnotu 2,4 mm. K dalšímu zpevnění došlo protažením podélných profilů, na kterých je uložena deska spodního ložiskového domku a motor, až k čelu rámu. To snížilo průhyb způsobený odsáváním na konečnou hodnotu 1,0 mm (Obrázek 30). Takto nízká hodnota je však podmíněna přivařením jak příčnicků k desce, tak i podélníků k příčnickům. Jedině tak vznikne dostatečně tuhý celek podstavy rámu, který odolá působení podtlaku.



Obrázek 30 – Hodnota průhybu desky po vyztužení

3.4.9.2. Silové působení hřídele

Druhým nejvýznamnějším silovým působením na rám při zkoušce je síla působící mezi rolnou a vačkou. Tato síla byla již dříve rozložena do jednotlivých ložisek a směrů (viz Obrázek 16). Tyto složky síly reflektují silové působení hřídele na rám. Vzhledem k výšce působišť a směru působení byly přidány zavětrovací vzpěry do bočních polí konstrukce. Primárně byly navrženy tak, aby byly namáhány tahově. Dále bylo do zadního čela přidáno zavětrování ve tvaru písmene X, protože do žádné další rovnoběžné roviny nebylo možné takové vyztužení přidat. Poté byly do vrchní části přidány dvě desky, které by měly zabránit krutu vrchní části rámu. Tyto desky mají zkosené rohy, protože právě v nich při simulacích docházelo ke vzniku špiček napětí. Následně byly do spodní roviny přidány dva šikmo přivařené duté profily, které mají za úkol částečně přenášet boční složku síly působící na dolní ložisko. Z obrázku napětí rámu dle hypotézy H.M.H je jasně znatelné, jak důležitou roli hrají přidané zavětrovací výztuhy přenášející zatížení (Obrázek 31). Navíc se s jejich pomocí podařilo prakticky eliminovat posuvy horní části rámu, které v některých místech dosahovaly až hodnoty 5,6 mm.

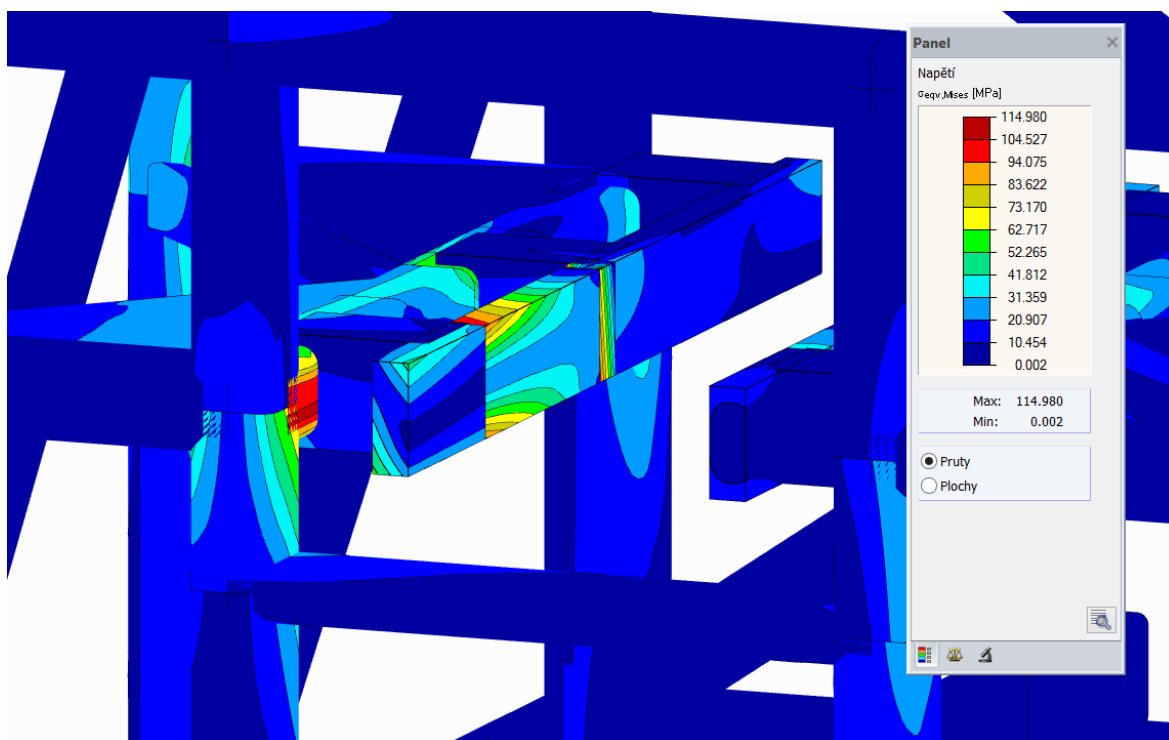


Obrázek 31 – Redukované napětí od silového působení hřídele

3.4.9.3. Silové působení pylonu

Pokud silové působení mezi rolnou a vačkou rozložíme do jednotlivých pojezdových kladek pylonu, získáme informace o tom, jak bude při katapultáži pylon namáhat rámovou konstrukci v oblasti vodících lišt a jejich uchycení. Toto rozložení bylo řešeno kolegou Bc. Jakubem Petrášem v jeho diplomové práci. Velikost a rozložení namáhání při zahrnutí těchto sil do výpočtového modelu je patrné z následujícího obrázku (Obrázek 32). Výrazné skoky v hodnotách redukovaného napětí dle hypotézy H.M.H jsou způsobeny skokovými změnami momentu, který působí na vodící lišty. Tato skoková změna nastává v místech, kde je vymodelováno velmi zjednodušené uchycení lišt, které do připojovacích bodů vnáší moment.

Vzhledem k vyšším hodnotám napětí na podélném profilu nesoucím vodící lištu a kvůli nežádoucím, relativně vysokým hodnotám posuvů samotných vodících lišt, bylo přidáno několik stojen a zavětrovacích vzpěr, kterými se podařilo tyto negativní jevy minimalizovat.



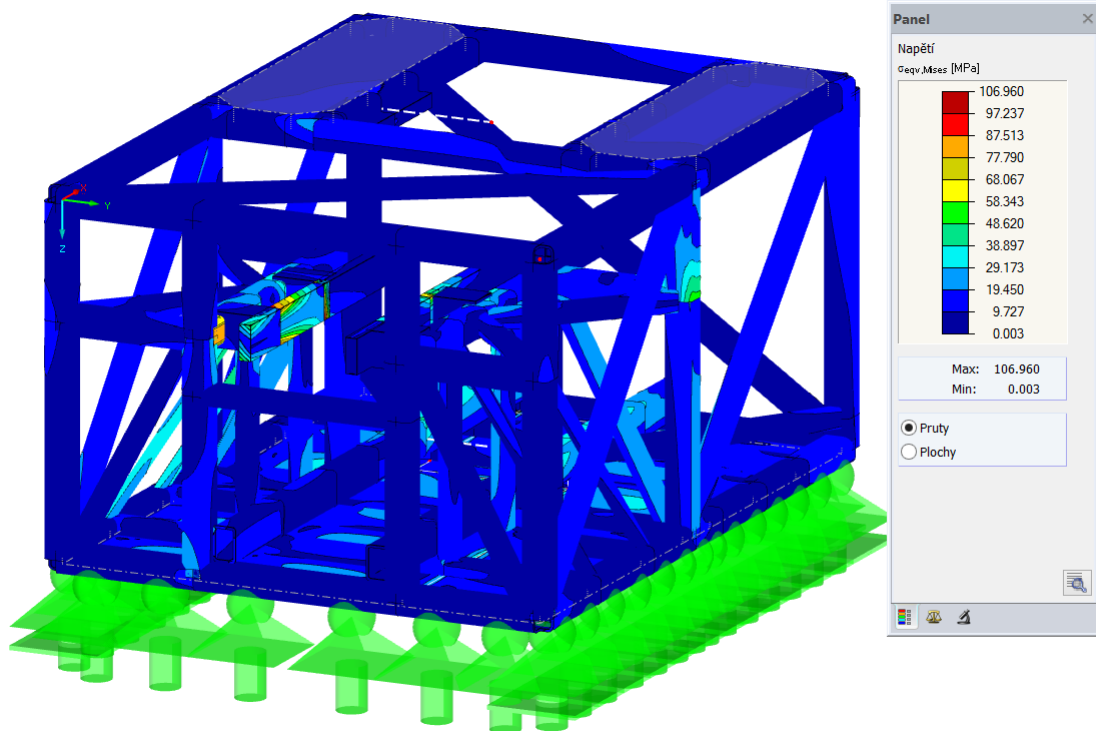
Obrázek 32 – Redukované napětí na pravé vodící liště

3.4.9.4. Analýza vyztuženého rámu a volba materiálů

Po vyztužení byl kompletní rám podroben MKP analýze, při které byly zapnuté všechny výše zmíněné zatěžovací stavy a přidána vlastní tíha rámu a hřídele. Vyhodnocováno bylo celkové redukované napětí dle hypotézy H.M.H. (Obrázek 33) a globální posuvy konstrukce (Obrázek 34).

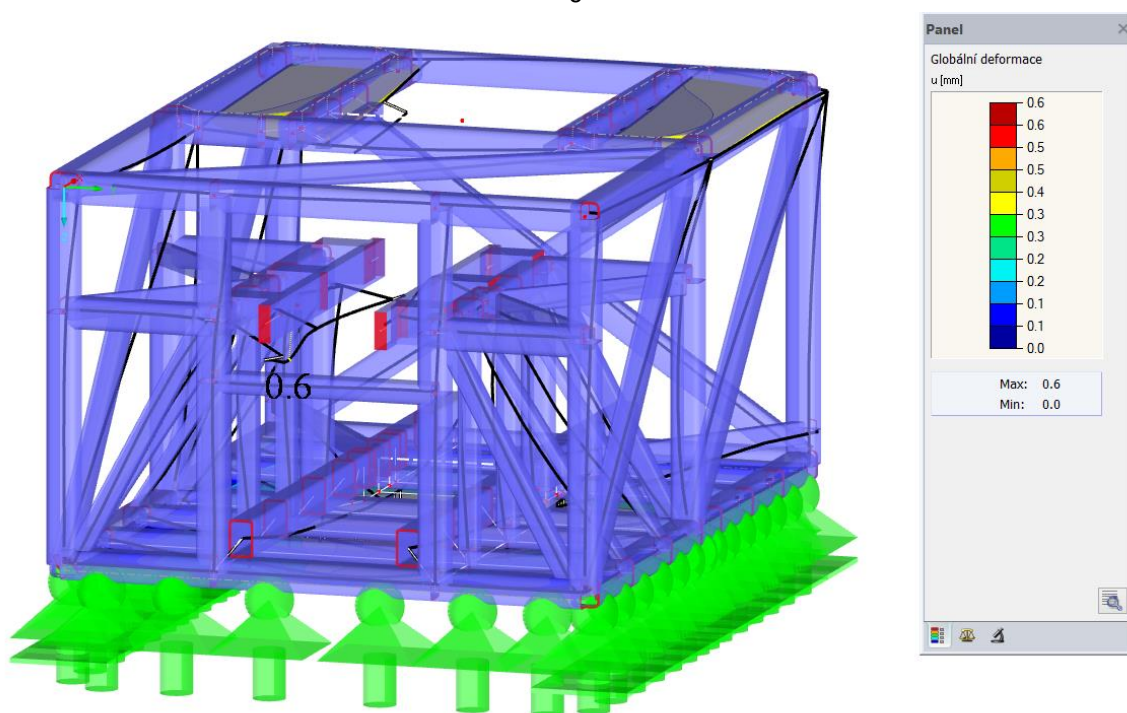
Maximální velikost napětí na prutech je 107 N/mm^2 a nachází se na pravé vodící liště. Na deskách je nejvyšší hodnota 57 N/mm^2 . Vzhledem k tomu, že výpočtový software bere v tomto zjednodušeném modelu podlahu jako jeden celek, a ne tři na sobě přivařené vrstvy, bude pravděpodobně rozložení napětí ve spodní části vypadat trochu odlišným způsobem. Dále také, s ohledem na to, že v programu byly pruty modelovány pouze jako 1D prvky a nebyly detailně zpracovány spojovací uzly konstrukce, mohla by nastat situace, že v některém konstrukčním uzlu dojde ke vzniku výrazně vyššího napětí, než jaké ukazuje zjednodušený model. Z tohoto důvodu byla jako materiál pro výrobu rámu doporučena konstrukční ocel S355JO (1.0553), která má zaručenou svařitelnost a minimální mez kluzu 355 MPa. Jako materiál desek by mohla být případně použita konstrukční ocel s označením S235JRG1 (1.0036) s minimální mezí kluzu 235 MPa, která by byla ekonomicky výhodnější.

Nejvyšší hodnotou globálního posuvu prutů je 0,6 mm opět na pravé vodící liště. Vzhledem k tomu, že tento posuv je ale primárně způsoben silovým působením pylonu, který je oproti rámu výrazně poddajnější, měl by být zajištěn plynulý průjezd pylonu během testu.



Obrázek 33 – Hodnoty redukovaného napětí při kompletním namáhání

0

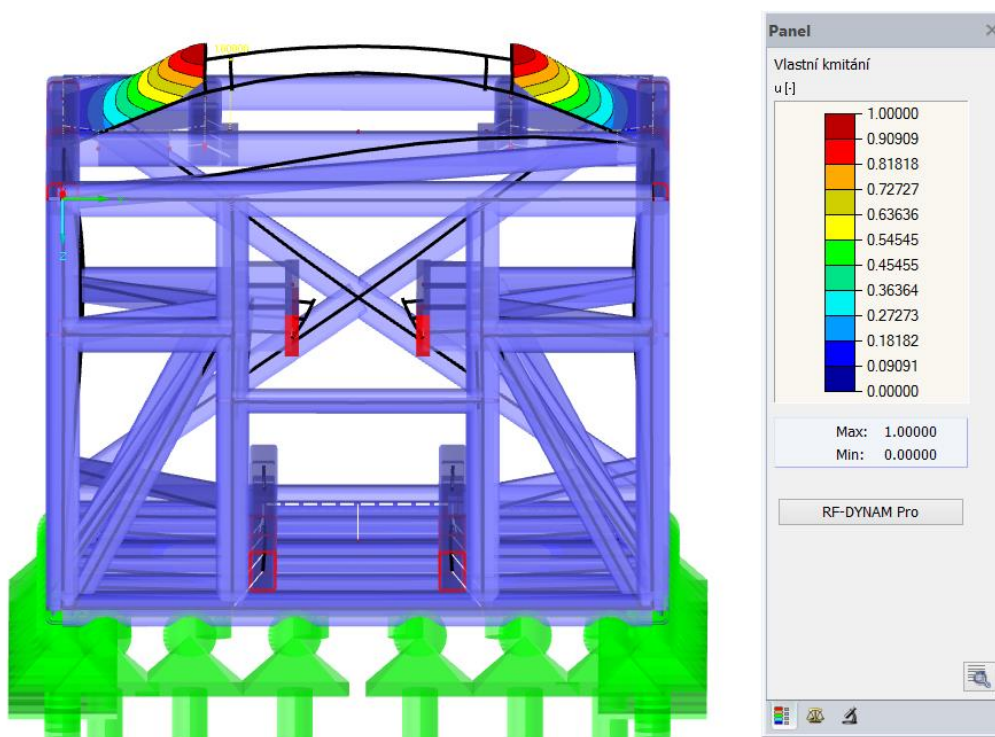


Obrázek 34 – Globální posuvy při kompletním zatížení

3.4.9.5. Modální analýza

V nadstavbovém modulu softwaru RFEM, který je nazvaný RF DYNAM PRO byla provedena zjednodušená modální analýza. Cílem bylo stanovit, zda existuje nebezpečí, že se frekvence rotující hřídele či motoru bude shodovat s některou z vlastních frekvencí soustavy.

Po zadání informací potřebných pro výpočet byl v programu zobrazen první vlastní tvar kmitu (Obrázek 35). Jeho frekvence byla 53,254 Hz, z čehož je možné usoudit, že se konstrukce z pohledu kmitání nachází v podkritické oblasti, neboť hřídel se bude točit frekvencí 8,5 Hz a hnací motor frekvencí 24,417 Hz.



Obrázek 35 – První vlastní tvar kmitu

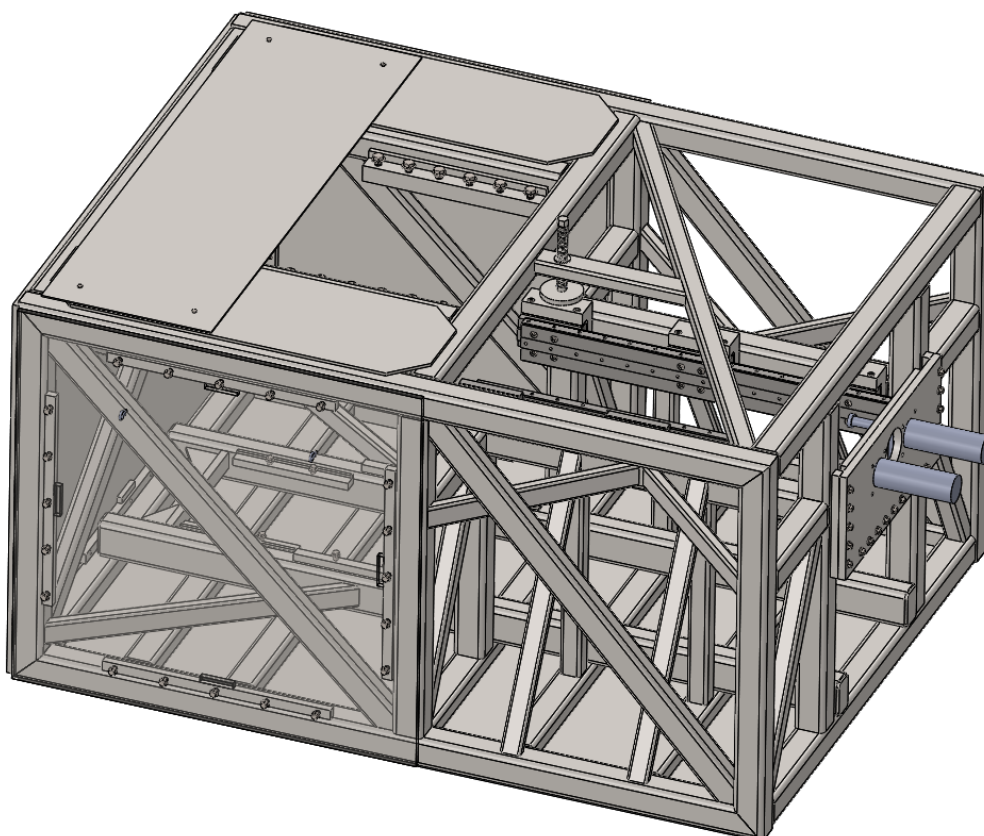
3.4.10. Přídavné prvky

K vyztužené konstrukci byly následně přimontovány tři krycí desky okolo rotující vačky, které by měly zastavit případné odlétávající části, kdyby nastala jakákoli porucha či defekt na rotujících hmotách. Na profilech základního rámu budou navařeny pásoviny s vyřezanými závitmi, ke kterým budou desky přišroubovány. Do každé krycí desky byly přidány dvě závitové díry pro montáž šroubů s okem, za které budou desky uchyceny při manipulaci jeřábem.

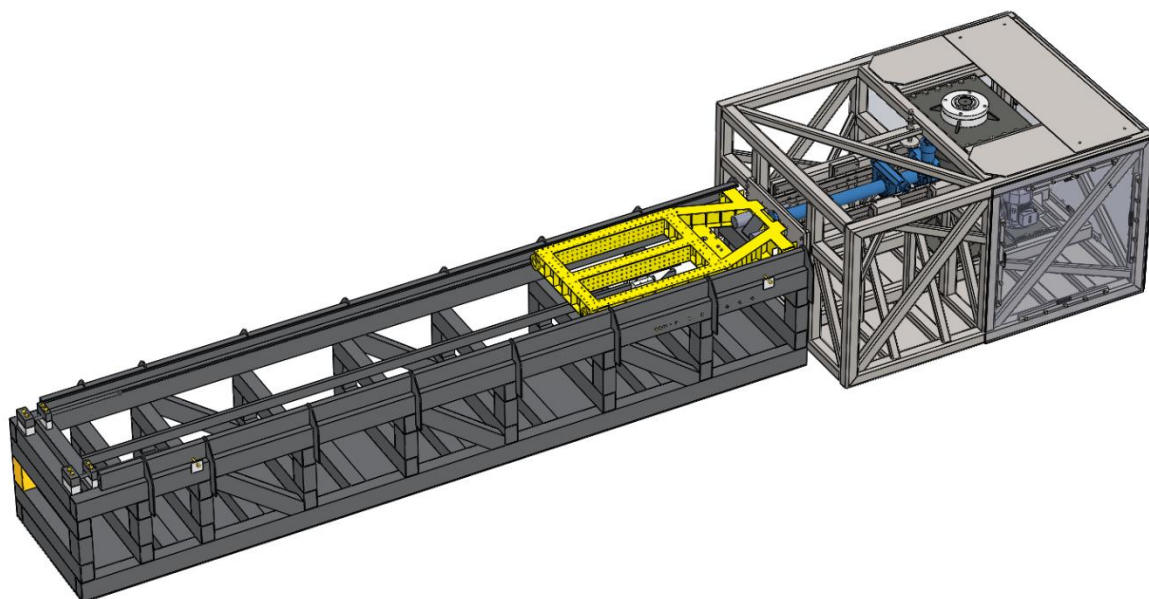
Další deska obdélníkového tvaru byla přidána na horní stranu katapultu do jeho zadní části. Tato deska bude plnit jak funkci bezpečnostní (zakryje volný prostor nad rotující

vačkou), tak i funkci praktickou. Bude koncipována jako pochozí pro obsluhu kvůli usnadnění manipulace při výměně vaček.

Přidáním těchto prvků tak vznikla finální verze sestavy rámu (Obrázek 36), jejíž 3D model (Příloha 3) byl zaslán do firmy WSTEC s.r.o., kde byla zahájena výroba. Dále byl také vytvořen kompletní model sestavy celého stanoviště (Obrázek 37) a animace (Příloha 1), která by měla názorně ukázat, jak bude katapultáž probíhat.



Obrázek 36 – Finální sestava rámu



Obrázek 37 – Sestava zkušebního stanoviště

4. Závěr

V této diplomové práci byla navržena nosná rámová konstrukce akceleračního zkušebního stanoviště tak, aby plnila všechny funkční požadavky. Její připevnění k podlaze zkušebny bylo vyřešeno pomocí podtlaku, který bude vytvořen v odsávaném prostoru ve dně rámu.

Součástí sestavy rámu budou nastavitelné vodící lišty pylonu, místa pro upevnění desek ložiskových domků a motoru k rámu, mechanismus stlačování pružiny rolny a deska s tlumiči, které zabrzdí rozjetý pylon na konci testu. Všechny součásti byly navrženy tak, aby odolaly maximální známé hodnotě působící síly při katapultáži. Následně byl i samotný rám vyztužen na místech nejvyššího namáhání, aby se minimalizovalo nebezpečí poškození. Z důvodu bezpečnosti obsluhy bylo nakonec na rám přidáno několik ochranných desek. Navržený rám by měl být i přes svou komplexnost z technologického hlediska bez problémů výrobitelný.

Součástí práce nebyl návrh pevného spojení mezi dráhou testovacího vozíku a rámem, způsob upevnění vývěvy a úprava napínacího mechanismu pružiny rolny z mechanického na pneumatický. Řešením těchto dílčích úkolů byla na vlastní žádost pověřena firma, která bude zařízení vyrábět.

Seznam použité literatury

- [1] Offset-Deformable Barrier - ODB. Euroncap.com [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/offset-deformable-barrier/>
- [2] Adult Occupant Protection. Euroncap.com [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/>
- [3] Whiplash. Euroncap.com [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/whiplash/>
- [4] The Ratings Explained. Euroncap.com [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/>
- [5] Pasivní bezpečnost. Tuv-sud.cz [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: http://www.tuv-sud.cz/uploads/images/1295447599350026720602/pl_pasivni_bezp_a4_cj.pdf
- [6] Zkušebna vozidel a pasivní bezpečnosti Klíčany. Dekra.cz [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://dekra.cz/testovani/typova-zkusebna/zkusebna-vozidel-a-pasivni-bezpecnosti-klicany/>
- [7] ČERNÝ, Ladislav. Testovací laboratoř TÜV SÜD DyCoT: Bez zničení. Auto.cz [online]. b.r. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/testovaci-laborator-tuv-sud-dycot-bez-zniceni-105315>
- [8] Dynamické testování komponentů – DYCOT. Tuv-sud.cz [online]. b.r. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.tuv-sud.cz/uploads/images/1535533615659923220089/dycot-screen.pdf>
- [9] CSAadvanced. Instron.co.uk [online]. b.r. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.instron.co.uk/en-gb/products/testing-systems/crash-simulation/csa?region=United%20Kingdom&lang=en-GB>
- [10] WSTEC S.R.O., . 3D model - Katapult setrvačnickový. Bohdalov, 2015.
- [11] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky. 3., dopl. vyd., dot.* Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-718-3164-6.
- [12] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické*, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [13] Přehled vlastností oceli S355JO [online]. b.r. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo>

- [14] KRATINA, Jakub. Součinitel tření. E-konstrukter.cz [online]. b.r. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [15] ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - *Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Druhé. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [16] R32 Refrigerant Series. Worldvalue.cn [online]. b.r. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <http://www.worldvalue.cn/pro/en/17.aspx>
- [17] Všeobecně o vakuu pro vývěvy. In: Schiessl.cz [online]. b.r. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-vakuovani-630-.pdf>
- [18] Atmosférický tlak. Meteocentrum.cz [online]. b.r. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.meteocentrum.cz/zajimavosti/encyklopedie/atmosfericky-tlak>

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Offset-Deformable Barrier test [1]	4
Obrázek 2 – Testovaná část vozidla na zkušební dráze [5]	6
Obrázek 3 – Detail částí způsobujících deceleraci	6
Obrázek 4 – IST CSA Advanced Acceleration System [9]	7
Obrázek 5 – Jednotlivé části testovacího stanoviště	10
Obrázek 6 – Barevné rozlišení základních směrů	11
Obrázek 7 – 3D model vyrobeného funkčního vzorku [10]	12
Obrázek 8 – Průběh zrychlení testovacího vozíku	12
Obrázek 9 – Vačková hřídel včetně pohonu	14
Obrázek 10 – První navrhovaná koncepce pylonu	15
Obrázek 11 – Pylon s vystřelovací rolnou	16
Obrázek 12 – Testovací vozík s dráhou	17
Obrázek 13 – Základní konstrukce	18
Obrázek 14 – Uložení motoru a napínací mechanismus řemenů	20
Obrázek 15 – Tvarovaná konzola pro připojení horní desky	21
Obrázek 16 – Složky maximální působící síly a reakce	22
Obrázek 17 – Vodící lišta pylonu	28
Obrázek 18 – Uchycení vodící lišty k profilu rámu	29
Obrázek 19 – Vedení pylonu	30
Obrázek 20 – Příprava pro montáž vodících lišt	30
Obrázek 21 – Deska s tlumiči pylonu	31
Obrázek 22 – Průhyb desky tlumičů a reakce ve šroubech	32
Obrázek 23 – Schéma pro stanovení přitěžovaných a odlehčovaných částí	33
Obrázek 24 – Připojení desky šroubovým polem	34
Obrázek 25 – Zatlačovací mechanismus	37
Obrázek 26 – Odsávaný prostor vzniklý pod rámem	38
Obrázek 27 – Schéma působících sil	39
Obrázek 28 – Základní konstrukce rámu s funkčními prvky	43
Obrázek 29 – Průhyb nevyztužené desky způsobený odsáváním	44
Obrázek 30 – Hodnota průhybu desky po vyztužení	45
Obrázek 31 – Redukované napětí od silového působení hřídele	46
Obrázek 32 – Redukované napětí na pravé vodící liště	47
Obrázek 33 – Hodnoty redukovaného napětí při kompletním namáhání	48
Obrázek 34 – Globální posuvy při kompletním zatížení	48
Obrázek 35 – První vlastní tvar kmitu	49
Obrázek 36 – Finální sestava rámu	50
Obrázek 37 – Sestava zkušebního stanoviště	51

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Vlastnosti šroubových polí	27
Tabulka 2 – Parametry šroubového pole (deska s tlumiči).....	34
Tabulka 3 – Hodnoty odečtené z modelů	39
Tabulka 4 – Přísátí pomocí podtlaku	42

Seznam příloh

- Příloha 1 – Animace fungování akceleračního zkušebního stanoviště
- Příloha 2 – Tabulka pro výpočet funkčního tvaru vačky podle předpisu EHK 44
- Příloha 3 – 3D model sestavy rámu
- Příloha 4 – CD (DP, Příloha 1, Příloha 2, Příloha 3)